VISIT…

LANZAROTE

Caliente.COM

Э. Е. БЛАГОВ, Б. Я. ИВНИЦКИЙ

Дроссельно-регулирующая арматура в энергетике



«ЭНЕРГИЯ» МОСКВА 1974

WWW.03-TS.RU

6П2.22
Б 68
УДК 621.183

Благов Э. Е. и Ивницкий Б. Я.

Б 68 Дроссельно-регулирующая арматура в энергетике. М., «Энергия», 1974.

264 с. с ил.

В книге излагаются особенности дроссельно-регулирующей арматуры, применяемой в энергетике. Содержатся данные по расчету, конструированию и эксплуатации дроссельно-регулирующей арматуры. Даются описания и анализ ряда отечественных и зарубежных конструкций дроссельно-регулирующей арматуры в зависимости от назначения и места в схемах теплоэнергетических установок. Приводятся сведения о материалах, используемых в арматуростроении.

Книга предназначается для инженерно-технических работников, занятых конструированием и эксплуатацией теплоэнергетического оборудования.

Б $\frac{30303\text{-}291}{051(01)\text{-}74}$ 9-74 6П2.22

© Издательство «Энергия», 1974 г.

Эдуард Евгеньевич Благов
Борис Яковлевич Ивницкий

ДРОССЕЛЬНО-РЕГУЛИРУЮЩАЯ АРМАТУРА
В ЭНЕРГЕТИКЕ

Редактор *М. И. Кузнецова*
Редактор издательства *И. В. Волобиева*
Переплет художника *В. И. Карпова*
Технический редактор *М. П. Осипова*
Корректор *Г. Г. Желтова*

Сдано в набор 21/XII 1973 г.
Подписано к печати 15/VIII 1974 г. Т-14546
Формат 84×108[1]/32 Бумага типографская № 2
Усл. печ. л. 13,86 Уч.-изд. л. 15,68
Тираж 8 000 экз. Зак. 537 Цена 90 коп.

Издательство «Энергия», Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10.

Московская типография № 10 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10.

Предисловие

Развитие современной теплоэнергетики характеризуется ростом единичной мощности энергоустановок и значительным повышением параметров рабочей среды. При этом намного усложнились условия работы теплосилового оборудования, поскольку рост давления рабочей среды приводит к увеличению усилий, действующих на отдельные его элементы, а повышение температуры снижает прочностные характеристики металла. В равной степени это относится и к арматуре. В связи с этим возросли требования к надежности арматуры, что обусловило поиски новых конструктивных решений и подбор соответствующих материалов.

Среди арматуры различных типов и назначений особое место занимает дроссельно-регулирующая арматура, предназначенная для регулирования и поддержания заданных технологических режимов работы энергоблоков. Повышение роли автоматического регулирования различных процессов на электростанциях требует постоянного совершенствования арматуры на базе достижений отечественной и зарубежной практики. Обобщение и систематизация работ, посвященных исследованиям процессов, происходящих в проточной части арматуры, разработке конструкций, выбору материалов и правильной эксплуатации, несомненно будут способствовать росту технического уровня дроссельно-регулирующей арматуры, выпускаемой в СССР.

Целью настоящей книги является изложение наиболее существенных сведений по упомянутым вопросам, представляющих практический интерес. В книге обобщен опыт кон-

струирования и эксплуатации дроссельно-регулирующей арматуры, накопленный в СССР и за рубежом. Приведены также результаты работ, выполненных авторами.

Для удобства пользования большая часть справочного материала, содержащегося в книге, представлена в виде таблиц. Подбирая иллюстративный материал, авторы старались наиболее полно представить как широко применяемые, так и перспективные конструкции дроссельно-регулирующей арматуры.

Авторы

Основные условные обозначения

D, d — диаметр;
$D_у$ — диаметр условного прохода;
$F_у$ — площадь условного прохода;
Q — объемный расход среды (жидкости, пара, газа);
G — массовый расход среды;
g — *относительный расход*;
K — коэффициент пропускной способности дроссельно-регулирующего органа;
$\overline{K}$ — относительный коэффициент пропускной способности;
R — диапазон регулирования;
p — давление;
$p_у$ — условное давление;
Δp — перепад (потеря) давления;
β — отношение давлений;
A — коэффициент формы расходной характеристики;
t — температура;
T — абсолютная температура;
ρ — плотность среды;
v — удельный объем;
V — объем;
ν — коэффициент кинематической вязкости среды;
η — коэффициент динамической вязкости;
$k_с$ — коэффициент сжимаемости газообразной среды;
ε — коэффициент расширения газообразной среды;
φ — коэффициент, учитывающий расширение среды;
Ψ — *коэффициент, учитывающий вязкость* среды;
k — показатель адиабаты;

c_p — удельная теплоемкость среды при постоянном давлении;
c_v — удельная теплоемкость при постоянном объеме;
R — универсальная газовая постоянная;
i — энтальпия;
E — полная энергия среды;
W — скорость потока среды;
φ — коэффициент скорости;
a — скорость звука;
М — число Маха;
k — коэффициент абсолютной шероховатости;
$\bar{k}$ — коэффициент относительной шероховатости;
λ — коэффициент гидравлического трения;
Re — число Рейнольдса;
ζ — коэффициент гидравлического сопротивления;
$\zeta_{кл}$ — коэффициент гидравлического сопротивления клапана, отнесенный к F_y;
μ — коэффициент расхода;
$\mu_{кл}$ — коэффициент расхода клапана, отнесенный к $f_{кл}$;
f — площадь проходного сечения в сужающем устройстве (сопле, диафрагме, арматуре);
$\bar{f}$ — степень открытия проходного сечения;
m — степень сужения проходного сечения;
h — ход плунжера (золотника);
$\bar{h}$ — относительный ход плунжера (золотника);
α — угол поворота золотника;
$\bar{\alpha}$ — относительное перемещение золотника.

Индексы

1 — условия на входе в дроссельно-регулирующий орган;
2 — условия на выходе;
макс, мин, ном — величины относятся к максимальной, минимальной и номинальной нагрузкам (расходам), для регулирующего орга-

на — к максимальному или минимальному открытию проходного сечения;
у — относится к условному проходу;
кр — критические условия;
пр — приведенная величина;
пред — предельное значение;
нас — при условиях насыщения жидкости;
м — относится к местным сопротивлениям;
т — связано с трением;
тр — относится к трубопроводу;
с — условия в системе;
кл — относится к клапану (арматуре).

Примечание. Редко встречающиеся обозначения объяснены непосредственно в тексте.

Глава первая

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

1-1. Тенденции в развитии теплоэнергетики

В мировом производстве электроэнергии первое место занимают тепловые электростанции (ТЭС), на долю которых приходится 75% выработки электроэнергии. Второе место принадлежит гидростанциям (около 25%). Такое соотношение, видимо, сохранится и в ближайшем будущем, хотя в настоящее время быстро развивается и атомная энергетика.

Развитие теплоэнергетики характеризуется увеличением средней мощности электростанций и средней мощности агрегатов. Мощность некоторых электростанций достигла 1,5—2 млн. кВт, а единичная мощность самих энергоустановок — 1 000 МВт и выше.

В 1971—1975 гг. в СССР намечается ввести в действие новые агрегаты суммарной мощностью 70—80 млн. кВт в основном за счет ввода энергоблоков 300, 500 и 800 МВт. Ведется разработка блока 1 200 МВт с одновальной турбиной.

За рубежом наращивание мощностей электростанций осуществляется также путем строительства мощных энергоблоков. Наиболее крупными блоками располагает энергетика США. Так, имеются блоки с одновальными турбинами мощностью до 500—700 МВт. Кроме них, в эксплуатации находятся несколько сверхмощных блоков 1 100—1 300 МВт. К 1980 г. предполагается создать блоки 1 500—2 000 МВт для электростанций мощностью по 5—10 млн. кВт [Л. 1].

Переход мировой теплоэнергетики на мощные и сверхмощные энергоблоки сопровождается одновременным ростом параметров перегретого пара до сверхкри-

тических. Увеличение давления и температуры пара в сочетании с многоступенчатым регенеративным подогревом питательной воды и промежуточными перегревами пара способствует повышению экономичности современных пароэнергетических установок.

В СССР все энергоблоки, начиная с 300 МВт и выше, рассчитаны на сверхкритические параметры пара: $p=255$ кгс/см², $t=565$ °С. В США в основном изготовляют блоки на начальное давление пара от 127 до 247 кгс/см² и на температуру 538 °С. Вместе с тем в эксплуатации находится ряд опытно-промышленных блоков на давление выше 247 кгс/см² и температуру выше 538 °С. В Англии и Франции энергоустановки 250—600 МВт работают при давлении и температуре пара соответственно 162 кгс/см², 565/565 °С (или 538/538 °С) и 165 кгс/см², 565/565 °С. Сверхкритические параметры пара 247 кгс/см², 593/565 °С используются в Англии пока на двух энергоустановках мощностью 375 МВт [Л. 2—7].

Увеличение мощностей блоков сопровождается упрощением схем блоков за счет укрупнения оборудования и диаметров станционных трубопроводов, сокращения числа установленной арматуры. По схемно-компоновочным решениям это упрощение характеризуется переходом от дубль-блочных схем, обычно с двухкорпусными котлами, к моноблочным схемам с однокорпусными котлами.

Переход на моноблоки осуществляется с одновременным уменьшением количества параллельных регулируемых потоков в тракте котла, уменьшением количества главных трубопроводов и трубопроводов промперегрева. Так, на отечественном моноблоке 300 МВт вместо четырех трубопроводов острого пара сечением 245×45 мм применяются два сечением 325×60 мм, вместо четырех трубопроводов пара промежуточного перегрева сечением 426×16 мм — два сечением 630×25 мм. На моноблоке 800 МВт вместо восьми труб сечением 325×60 мм паропровода острого пара используют четыре трубы сечением 377×70 мм, вместо четырех «холодных» труб промперегрева — две трубы сечением 820×22 мм и вместо восьми «горячих» труб промперегрева — две трубы сечением 920×36 мм [Л. 8].

Основные сведения о мощности, параметрах рабочей среды и размерах станционных трубопроводов ряда отечественных и зарубежных блоков большой мощности

приведены в [Л. 1—10]. Следует отметить, что росту единичной мощности блоков не соответствует пропорциональное увеличение числа параллельных ниток трубопроводов. Их число сохраняется по-прежнему в пределах от одной до четырех.

1-2. Станционные трубопроводы и скорости рабочей среды

Для единообразия в проектировании, изготовлении и монтаже трубопроводов тепловых электростанций сортамент труб стандартизован и ограничен размерами труб применительно к конкретным параметрам рабочей среды, что в свою очередь определяет использование соответствующих марок сталей. Сортамент труб, применяемых в отечественной теплоэнергетике, приведен в табл. 1-1—1-3.

В СССР высокотемпературные трубопроводы изготавливаются, как правило, из хромомолибденованадиевых сталей перлитного класса марок 12Х1МФ и 15Х1М1Ф. За рубежом наряду со сталями подобного типа широко используются хромомолибденовые и аустенитные стали. Последние, кроме того, в США и Англии применяются для сравнительно умеренных температур (около 538 °С), что позволяет уменьшить толщину стенки и длину трубопроводов [Л. 9, 10]. Материалами для «холодных» трубопроводов промперегрева и питательных трубопроводов как в СССР, так и за рубежом, как правило, служат углеродистые стали.

Одним из косвенных технико-экономических показателей, отражающих уровень материальных затрат на энергоблок, является скорость рабочей среды в трубопроводах. Повышенные скорости позволяют уменьшить диаметры трубопроводов, тем самым сократить вес и длину трубопроводов, и увеличить гибкость магистралей. Но при этом в трубопроводах и арматуре меньшего диаметра возрастают потери давления на трение и местные сопротивления, что приводит к перерасходу электроэнергии, затрачиваемой на создание дополнительного напора для перемещения среды. Занижение скорости дает обратный эффект. Из этого следует, что для каждой системы трубопроводов должна существовать оптимальная скорость, устанавливаемая соответствующими технико-экономическими расчетами путем сопоставления экономии от удешевления трубопроводов в связи с уменьшением диаметра и дополнительных затрат на оборудование (насосы) и электроэнергию.

Таблица 1-1

Сортамент труб для паропроводов на параметры $p_у$ 64÷400 кгс/см²

Номинальные параметры рабочей среды в паропроводе	Условный проход $D_у$, мм	Паропровод $D_в \times s$, мм	Паропровод. Номинальный внутренний диаметр, мм
		ОСТ 24.320.05	
$p_{ном}$=140 кгс/см², t=570 °С ($p_у$ 400)	10	16×2,5	11
	20	28×3,5	21
	50	76×10	56
	100	133×16	101
	175	219×25	169
	200	273×32	209
	250	325×38	249
	300	377×45	287
		ОСТ 24.320.06	
$p_{ном}$=140 кгс/см², t=545 °С	10—175	ОСТ 24.320.05	
	200	273×25	223
	250	325×30	265
		ОСТ 24.320.07	
$p_{ном}$=100 кгс/см², t=540 °С ($p_у$ 200)	10	16×2,5	11
	20	28×2,5	23
	65	76×5	66
	100	133×9	115
	125	159×11	137
	150	194×13	168
	175	219×15	189
	225	273×18	237
	250	325×22	281
		ОСТ 24.320.08	
$p_{ном}$=41 кгс/см², t=570 °С ($p_у$ 100)	10	16×2,5	11
	20	28×2,5	23
	50	57×3	51
	100	108×4,5	99
	150	159×7	145
	250	273×11	251
	350	377×17	343
	400	426×18	390
	450	465×19	427

Номинальные параметры рабочей среды в паропроводе	Условный проход $D_у$, мм	Паропровод	
		$D_н \times s$, мм	Номинальный внутренний диаметр, мм
$p_{ном}$=40 кгс/см², t=440 °С ($p_у$ 100)	ОСТ 24.320.10		
	10	16×2	12
	20	28×3	22
	25	32×3	26
	32	38×3	32
	50	57×3,5	50
	65	76×3,5	69
	80	89×4	81
	100	108×4,5	99
	125	133×5	123
	150	159×7	145
	200	219×9	201
	250	273×10	253
	300	325×13	299
$p_{ном}$=44 кгс/см², t=340 °С ($p_у$ 64)	ОСТ 24. 320.11		
	10—300	ОСТ 24.320.10	
	350	377×13	351
	400	426×14	398

Примечание. По ОСТ 24.320.05 при $D_у$ от 10 до 250 мм применяется сталь марки 12Х1МФ, при $D_у$ 300—сталь марки 15Х1М1Ф; по ОСТ 24.320.06, ОСТ 24.320.07 ОСТ 24.320.08—сталь марки 12Х1МФ; по ОСТ 24.320. 10, ОСТ 24.320.11—сталь марки 20.

Таблица 1-2

Сортамент труб для питательных трубопроводов на параметры $p_у$ 100 и $p_у$ 250 кгс/см²

Номинальные параметры рабочей среды в трубопроводе	Условный проход $D_у$, мм	Питательный трубопровод	
		$D_н \times s$, мм	Номинальный внутренний диаметр, мм
ОСТ 24.320.09			
Для питательных трубопроводов $p_{ном}$=230 кгс/см², t=230 °С; $p_{ном}$=185 кгс/см², t=215 °С ($p_у$ 250)	10	16×2	12
	20	28×3	22
	65	76×7,5	61
	100	133×10	113
	150	194×15	164
	175	219×16	187
	225	273×20	233
	250	325×24	277
	300	377×28	321

Номинальные параметры рабочей среды в трубопроводе	Условный проход $D_у$, мм	Питательный трубопровод	
		$D_н \times s$, мм	Номинальный внутренний диаметр, мм
Для питательного трубопровода $p_{ном}$=76 кгс/см², t=145 °С($p_у$ 100)	ОСТ 24.320.10 (см. табл. 1-1)		

Примечание. По ОСТ 24.320.09 при $D_у$ от 10 до 65 мм применяется сталь марки 20, при $D_у$ от 100 до 300 мм—сталь марки 15ГС.

Таблица 1-3

Сортамент труб для паропроводов и питательных трубопроводов блоков мощностью 300, 500 и 800 МВт

Номинальные параметры рабочей среды в трубопроводе	Условный проход $D_у$, мм	Паропровод			Питательный трубопровод		
		$D_н \times s$, мм	Номинальный внутренний диаметр, мм	Марка стали	$D_н \times s$, мм	Номинальный внутренний диаметр, мм	Марка стали
Для паропровода $p_{ном}$= =255 кгс/см², t=565 °С и питательного трубопровода $p_{ном}$=380 кгс/см². t=280 °С	10	16×3	10	12Х1МФ	16×2,5	11	15ГС
	20	28×5,5	17		28×3,5	21	
	40	57×11	35				
	50				57×7	43	
	65	108×22	64				
	100	159×30	99		133×16	101	
	125	194×36	122				
	150	245×45	155	15Х1М1Ф	194×24	146	
	200	325×60	205		273×32	209	
	250	377×56	265		325×40	245	
		377×70	237				
	300	465×90	285		377×45	287	
	325				426×50	326	
	350				465×56	353	
	400				530×65	400	
	500				630×75	480	
Для паропровода $p_{ном}$=41 кгс/см², t=570 °С ($p_у$ 100)	500	550×25	500	12Х1МФ			
	600	630×25	580				
Для паропровода $p_{ном}$=44 кгс/см², t= =340 °С ($p_у$ 64)	450	465×16	433	Сталь 20			
	600	630×17	596	15ГС			
	700	720×19	682				
	800	820×22	776				

Рекомендации по выбору скоростей рабочих сред на ТЭС даны в [Л. 11, 12].

Наименование трубопровода	Скорость движения среды, м/с
Паропроводы острого пара:	
сверхкритического давления	40—50
высокого давления	40—60
повышенного и среднего давлений	40—70
Паропроводы:	
пара низкого давления	40—70
насыщенного пара	20—40
насыщенного пара до 12 кгс/см²	16—24
подвода пара к РОУ	60—90
выхлопные	20—30
Питательные трубопроводы котлов (водопроводы под давлением):	
нагнетательные	2—3,5
всасывающие	1,5—2,0
Конденсатопроводы напорные	1,5—2,5
Вспомогательные напорные трубопроводы — сырой, химически очищенной, технической охлаждающей воды и смывных вод — диаметром:	
до 200 мм	2—2,5
свыше 200 мм	2,5—3
Водопроводы, работающие без давления:	
всасывающие к насосам всех назначений . . .	0,6—1,1
свободного слива перелива и т. п.	1—2,0
Дренажные и продувочные трубопроводы	15—30
Сжатый воздух и другие газы	8—16
Вязкие вещества (масло, мазут и др.)	0,8—1,5

Фактические скорости пара и воды в трубопроводах отечественных блоков различной мощности приведены в табл. 1-4 [Л. 10].

Кроме сложившихся в практике скоростей пара и воды, указанных выше, некоторые зарубежные фирмы стали применять более высокие скорости. Так, скорость

Таблица 1-4

Скорости пара и воды в трубопроводах блоков, м/с

Наименование трубопровода	Единичная мощность блока, МВт				
	150	200	300	500	800
Главный паропровод	53	52,5	45,8	49,2	35,5
„Горячие" трубопроводы промперегрева	36	52,0	45,5	54,5	52,0
„Холодные" трубопроводы промперегрева	38	59	45,5	45,5	32,4
Питательный трубопровод	2,86	2,42	2,63/3,42	3,65	3,2

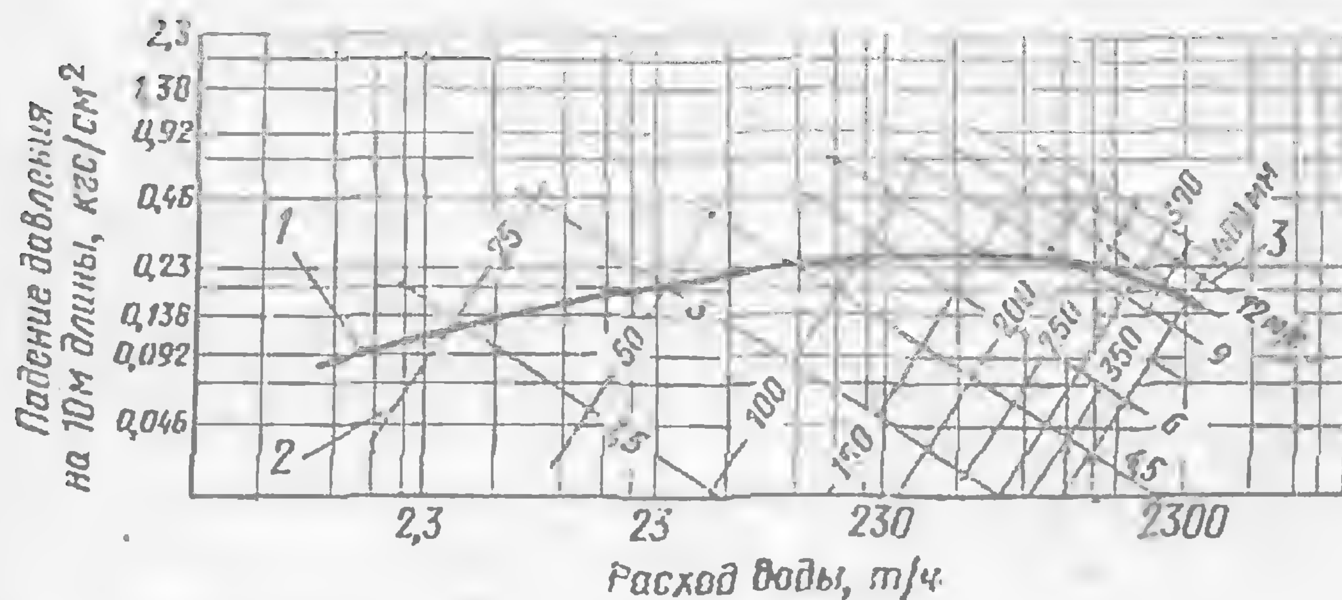
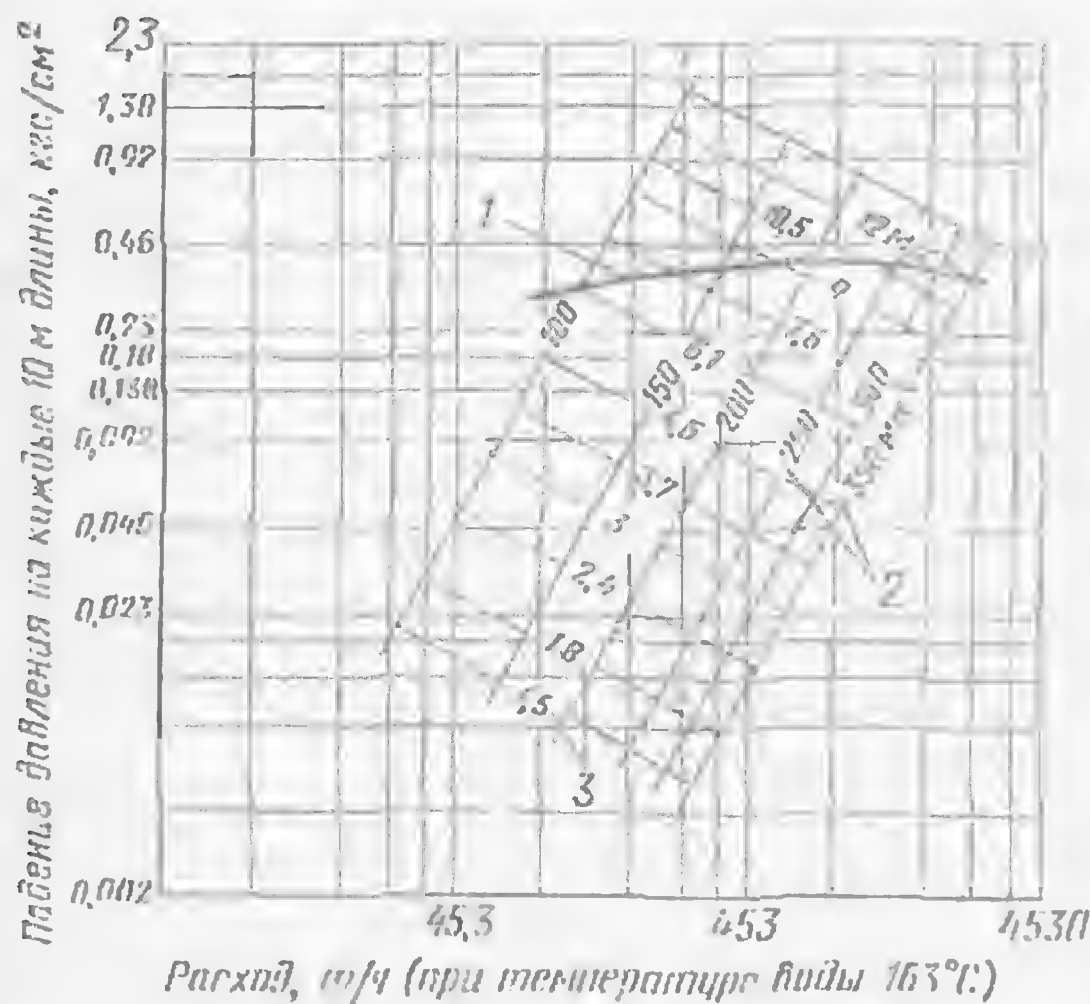


Рис. 1-1. Рекомендуемые скорости воды во всех трубопроводах (кроме питательных).

1 — рекомендуемая максимальная скорость воды, м/с; *2* — диаметр трубы, мм; *3* — скорость воды, м/с.



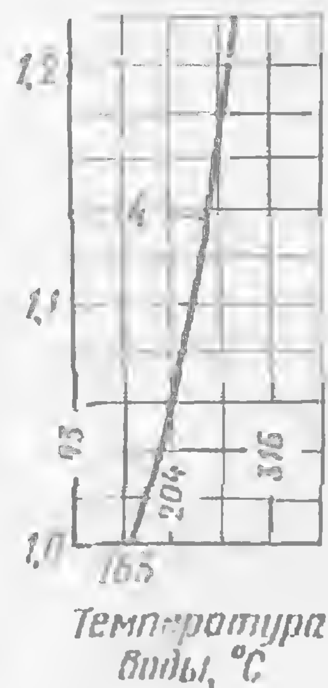


Рис. 1-2. Рекомендуемые скорости питательной воды.

1 — рекомендуемая максимальная скорость питательной воды, м/с; *2* — диаметр трубы, мм, *3* — скорость воды, м/с, *4* — коэффициент поправок на температуру воды

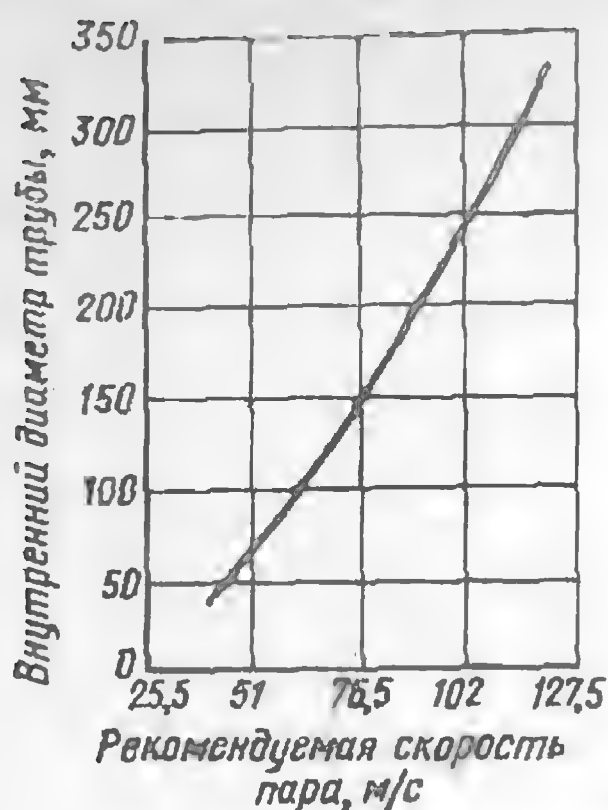


Рис. 1-3. Рекомендуемые максимальные скорости пара при различных диаметрах труб.

движения питательной воды в трубопроводах блока 500 МВт американской станции Брид достигает 5,5 м/с, а на блоке 400 МВт электростанции Хадсн — 10,7 м/с. На некоторых тепловых станциях США за последние 30 лет скорость пара в трубопроводах повысилась с 30 до 127 м/с, а воды с 2,45 до 12,2 м/с [Л. 9, 10].

На рис. 1-1 приведены максимальные расчетные скорости, которые энергосистема Public Service Electric and Gas принимает для воды (кроме питательной), на рис. 1-2 — то же для питательной воды, а на рис. 1-3 — для пара в главных паропроводах. Как видно, при рекомендуемых скоростях для большинства диаметров потеря напора на каждые 10 м длины соответственно составляет 0,23, 0,34 и 1,38 кгс/см² [Л. 13, 14].

1-3. Назначение дроссельно-регулирующей арматуры

Трубопроводы являются основным местом установки дроссельно-регулирующей арматуры — устройств для управления потоками рабочей среды (воды, пара, газа, воздуха, мазута и т. д.). Эти устройства (арматура) позволяют поддерживать заданный технологический режим работы оборудования энергоблока с обеспечением нормальной и безопасной его эксплуатации.

Эксплуатационные характеристики арматуры и трубопроводов тесно взаимосвязаны. Так, корпус арматуры испытывает напряжения, возникающие в результате термических расширений трубопровода. Внутренняя конфигурация проточной части арматуры оказывает существенное влияние на суммарные потери давления в трубопроводах. Влияние арматуры на трубопровод распространяется иногда настолько, что, например, пропускная способность сбросных трубопроводов клапана БРОУ и пропускная способность сбросных трубопроводов предо-

хранительного клапана выбирается в соответствии с требованиями клапанов, а не трубопроводов. Марка стали корпуса арматуры должна соответствовать марке стали трубопровода.

На тепловых электростанциях в основном применяется пароводяная арматура, причем та ее часть, которая работает на среде высоких параметров, существенно отличается от арматуры общепромышленного назначения, в связи с чем, начиная с p_y 64, она условно выделена в особую группу так называемой энергетической арматуры.

По своему назначению арматура подразделяется на следующие типы.

Запорная: вентили водяные и паровые дренажных, продувочных и импульсных линий, задвижки на трубопроводах питательной воды, острого и промежуточного пара и встроенные в тракт прямоточного котла.

Регулирующая: вентили водяные и паровые, клапаны питания котлов, клапаны основного, аварийного и пускового впрысков, клапаны впрыска в РОУ, БРОУ.

Дроссельная: клапаны узлов растопочных сепараторов, РОУ и БРОУ, клапаны байпасов водяных задвижек, главных паровых задвижек, задвижек перед РОУ, клапаны дренажей, клапаны разгрузочных линий питательных насосов, дроссельные устройства, охладители пара, шумоглушители.

Предохранительная: клапаны главных паропроводов, барабанов котлов, импульсно-предохранительные устройства, обратные горизонтальные клапаны питательных линий.

Специальная: клапаны многоцелевого назначения, например, запорно-дроссельно-охладительные, предохранительно-перепускные, клапаны обратные вертикальные питательных насосов в сочетании с клапанами минимального расхода и т. д.

Из данной классификации регулирующую, дроссельную и частично специальную арматуру обычно называют дроссельно-регулирующей, так как ее общим назначением является регулирование (изменение или поддержание) параметров среды и ее расхода. Деление же арматуры отдельно на дроссельную и регулирующую является в некоторой степени условным, поскольку процессы регулирования всегда сопровождаются дросселированием.

На практике дросселирование связывают с паром, а регулирование — с водой. Соответственно паровую арматуру считают условно дроссельной и водяную — регулирующей.

Собственно под **регулированием** понимается изменение расхода или энергии вещества, подаваемого в регулируемый объект, а под **дросселированием** — рассеивание (превращение в тепло) энергии потока рабочей среды при прохождении ее через местное гидравлическое сопротивление, каким, например, является клапан.

Поэтому более правильно было бы дифференцировать дроссельную и регулирующую арматуру по одному из следующих признаков.

Если к дроссельно-регулирующему органу предъявляются требования обеспечения относительно небольших потерь энергии (давления среды), что характерно, например, для питательной арматуры энергоблоков, то такую арматуру следует относить к регулирующей.

Если основной функцией дроссельно-регулирующего органа является дросселирование (срабатывание перепада давления рабочей среды), что типично в первую очередь для паровой арматуры, в том числе для клапанов РОУ и БРОУ, то такую арматуру следует считать дроссельной.

Предлагаемое деление дроссельно-регулирующей арматуры позволит в дальнейшем более четко провести анализ конструкций арматуры в зависимости от их назначения.

1-4. Условный диаметр прохода. Давление условное, рабочее, пробное

Кроме классификации арматуры по назначению, ее еще систематизируют по типоразмерам, параметрам и виду рабочей среды, конструктивным особенностям, типу привода и т. д.

Наиболее важными и широко применяемыми характеристиками арматуры являются величины условного прохода $D_у$ и условного давления среды $p_у$.

Под **условным диаметром прохода** арматуры и трубопроводов следует понимать номинальный внутренний диаметр присоединительного трубопровода. С целью унификации диаметры трубопроводов и арма-

Таблица 1-5

Условные проходы арматуры и трубопроводов (извлечения из ГОСТ 355-67 и DIN 2402)

ГОСТ	DIN		ГОСТ	DIN	
D_y, мм	NW*		D_y, мм	NW*	
	мм	дюйм ('')		мм	дюйм ('')
10	10	3/8	200	200	8
15	15	1/2	225	—	—
20	20	3/4	250	250	10
25	25	1	300	300	12
32	32	$1^1/_4$	350	350	14
40	40	$1^1/_2$	400	400	16
50	50	2	450	—	—
65	65	$2^1/_2$	500	500	20
80	80	3	600	600	24
100	100	4	700	700	28
125	125	5	800	800	32
150	150	6	900	900	—
175	(175)	(7)	1000	1000	—

* NW (Nennweite) — условный проход.

туры стандартизованы в виде единой шкалы условных проходов. Значения условных проходов по ГОСТ 355-67 и DIN 2402 (ФРГ) приведены в табл. 1-5. Практически номинальные диаметры трубопроводов могут иметь определенные отклонения от установленных условных проходов и в этом случае их принимают по ближайшему значению стандартной шкалы.

Условное давление — это наибольшее рабочее давление (избыточное), которое допускается при заданной температуре среды и выбранном материале арматуры. Стандарты различных стран регламентируют условное давление определенными шкалами, принципы построения которых имеют некоторые особенности. Так, в СССР ГОСТ 356-68 (табл. 1-6) устанавливает условное давление в зависимости от марки стали при температуре рабочей среды выше 200 °С (от температуры 20 и до 200 °С условное давление независимо от материала соответствует рабочему). Для промежуточных значений температур наибольшее избыточное рабочее давление определяется линейной интерполяцией.

Если на выпускаемую арматуру даются только рабочие параметры, а условное давление не указано, то использование арматуры на других параметрах среды

Таблица 1-6

Условные, пробные и рабочие давления для арматуры и соединительных частей трубопроводов из стали, кгс/см² (извлечения из ГОСТ 356-68)

Наименование группы стали	Обозначение	Марка стали	Наибольшая температура среды, °С													
Углеродистая (С ≤ 0,3)	С	Ст.3, ГОСТ 380-60, 10, 20, 25, ГОСТ 1050-60; 20Л и 25Л, ГОСТ 977-65	200	250	300	350	400	425	435	445	455	—	—	—	—	—
Марганцовистая и кремнемарганцовая	Г	15ГС, 16ГС, ГОСТ 5058-65; 20ГСЛ, ГОСТ 7832-65	200	250	300	350	400	425	435	445	455	—	—	—	—	—
Хромокремнемарганцовая	ХГ	14ХГС, ГОСТ 5058-65	200	250	320	370	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Хромомолибденовая	МХ	12МХ, ГОСТ 10500-63	200	320	450	490	500	510	515	520	530	—	—	—	—	—
Хромомолибденовая	ХМ	15ХМ, ГОСТ 4543-61; 20ХМА, ГОСТ 7832-65	200	320	450	490	500	510	515	525	535	545	—	—	—	—
Хромомолибденованадиевая	ХМФ	12Х1МФ, ГОСТ 10500-63; 20ХМФЛ; 15Х1М1Ф; 15Х1М1Ф1	200	320	450	510	520	530	540	550	560	570	—	—	—	—
Хромотитановая	Х5Т	Х5ТЛ	200	325	390	425	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Хромомолибденовая и хромовольфрамовая	Х5	Х5МЛ; Х5ВЛ	200	325	390	430	450	470	490	500	510	520	530	540	550	—
Хромовольфрамовая	Х8	Х8ВЛ	200	325	390	430	450	470	490	500	515	525	540	550	565	565

Наименование группы стали	Обозначение	Марка стали	Наибольшая температура среды, °C													
Хромомолибдено-вольфрамованадиевая	ХФ	Х3МВФ	200	350	440	475	510	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Хромоникелетитановая и хромоникелевольфрамовая	ХН	Х18Н10Т, Х18Н12Т, 1Х14Н14В2М, ГОСТ 5632-61; 10Х18Н9Л и 10Х18Н1Г1Л, ГОСТ 2176-67	200	300	400	480	520	560	590	610	630	640	660	675	690	700

Условное давление p_y	Пробное давление $p_{пр}$	Рабочее давление $p_{раб}$													
64	96	64	56	50	45	40	36	32	28	25	22	20	18	16	14
(80)	120	80	71	64	56	50	45	40	36	32	28	25	22	20	18
100	150	100	90	80	71	64	56	50	45	40	36	32	28	25	22
(125)	188	125	112	100	90	80	71	64	56	50	45	40	36	32	28
160	240	160	140	125	112	100	90	80	71	64	56	50	45	40	36
200	300	200	180	160	140	125	112	100	90	80	71	64	56	50	45
250	350	250	225	200	180	160	140	125	112	100	90	80	71	64	56
320	450	320	280	258	225	200	180	160	140	125	112	100	90	80	71
400	560	400	360	320	280	250	225	200	180	160	140	125	112	100	90
500	650	500	450	400	360	320	280	250	225	200	180	160	140	125	112
640	800	640	560	500	450	400	360	320	280	250	225	200	180	160	140
800	1000	800	710	640	560	500	450	400	360	320	280	250	225	200	180
1000	1250	1000	900	800	710	640	560	500	450	400	360	320	280	250	220

путем пересчета по температурным ступеням ГОСТ 356-68 не рекомендуется. В таких случаях эксплуатация ее при повышенном давлении или температуре (со снижением соответственно температуры или давления) может быть допущена только с разрешения завода-изготовителя.

Для сопоставления технических характеристик отечественной и зарубежной арматуры необходимо учитывать различия в системах построения стандартов на условные и рабочие давления в СССР, США, ФРГ, Англии и других странах, в связи с чем представляет интерес рассмотрение стандартов, действующих в указанных странах.

Американским стандартом USAS B16.5-68 «Steel pipe flanges and flangeds fittings» установлено семь ступеней (классов) начальных (условных), рабочих и пробных давлений (150, 300, 400, 600, 900, 1500 и 2500 фунт/дюйм^2) для деталей стальных трубопроводов (фланцы, фитинги) и арматуры (табл. 1-7) *. В некоторых случаях применяется и класс давлений 4 500 фунт/дюйм^2.

Каждый стандартный класс имеет шкалу наибольших допускаемых рабочих давлений в зависимости от температуры и марки материала. В стандарте USAS в отличие от ГОСТ условное давление соответствует максимально допустимому рабочему давлению при определенной повышенной температуре среды и конкретной марке стали, а не при температуре до 200 °С независимо от материала. Так, условным давлением для арматуры из углеродистой стали считается рабочее давление при температуре среды 850°F (454 °С), из молибденовой стали — 950 °F (510 °С), из хромомолибденовой стали — 975 °F (524 °С), из аустенитной стали — 1125 °F (609 °С) (в табл. 1-7 эти давления выделены).

При этом в каждом классе в интервале температур 100—650 °F (38—313 °С) рабочие давления при соответствующих температурах среды одинаковы для всех марок сталей, кроме некоторых аустенитных.

В тех случаях, когда за условное давление принимается максимально допустимое рабочее давление при

---

* До преобразования в 1966 г. Американской ассоциации по стандартизации (ASA) в Американский институт стандартов (USASI) данный стандарт был известен как ASAB16.5.

нормальной температуре (по аналогии с ГОСТ 356-68), в американской литературе это поясняется обозначением WOG (Water, Oil, Gas — вода, нефть, газ). Например, запись «1500lb. 3600lb WOG» означает, что в классе 1500 фунтов условное давление при нормальной температуре соответствует рабочему давлению 3600 фунт/дюйм^2.

В ФРГ ступени условных и рабочих давлений арматуры регламентируются стандартом DIN 2401 «Druckstufen. Zulässige Betriebsdrücke für Rohrleitungsteile aus Eisenwerkstoffen» (Ступени давления. Допускаемые рабочие давления для деталей трубопроводов из черных металлов). Этот стандарт по системе построения очень близок к ГОСТ 356-68. Условное давление Nenndruck (ND) равно максимально допустимому рабочему давлению при температурах от 20 до 120 °С. Значения условных и рабочих давлений при температурах до 550 °С приведены в табл. 1-8.

Кроме DIN 2401, некоторые фирмы ФРГ руководствуются своими расчетными номограммами, особенно в тех случаях, когда арматура предназначена для работы при температуре выше 550 °С и изготовляется из материалов, не оговоренных стандартом. Одна из таких *номограмм, разработанная фирмой Земпель, приведена* в [Л. 15].

По английскому стандарту BS. 10 : 1962, данные из которого для некоторых значений температур приведены в табл. 1-9, арматура по допускаемым рабочим давлениям в зависимости от температуры сгруппирована в так называемые «таблицы» (A, D, E, ..., K, R, S, T), означающие ступени начальных (условных) давлений. Построение стандарта BS.10 несколько отличается от построения стандартов, рассмотренных выше. Прежде всего зависимость рабочих давлений от температуры относится лишь в целом к типам сталей — углеродистым и легированным, без указания конкретных марок сталей и их прочностных характеристик. Далее, в отличие от американского стандарта B16.5 условное давление как для углеродистой, так и для легированной стали соответствует максимально допустимому рабочему давлению при температуре среды от 0 до 450 °F (—18 ÷ +232 °С). Соотношения условных давлений по ГОСТ 356-68 и стандартам США, Англии и ФРГ приведены в табл. 1-10.

Таблица 1-7

Условные, пробные и рабочие давления для стальных трубопроводов и арматуры (извлечения из стандарта USAS B16.5-68)

Материал			Температура рабочей среды		Начальное (условное) давление, фунт/дюйм²			
Группа стали	Марка стали по ASTM		°F	С	600	900	1500	2500
	Отливка	Поковка			Пробное гидравлическое давление, фунт/дюйм²			
					2175(152,91)	3250(228,5)	5400(379,7)	9000(632,8)
Углеродистая	A216 WCB	A105 II	100	38	1440(101,2)	2160(151,8)	3600(253,1)	6000(421,8)
Углерод—0,5Mo	A217 WC1	A182 F1	150	66	1420(99,8)	2130(149,8)	3550(249,6)	5915(415,9)
0,5Cr—0,5Mo	A217 WC4	—	200	93	1400(98,4)	2100(147,6)	3500(246,1)	5830(409,9)
1Cr—0,5Mo	—	A182 F12	250	121	1380(97)	2070(145,5)	3450(242,6)	5750(404,3)
1,25Cr—0,5Mo	A217 WC5 и WC6	A182 F11	300	149	1365(96)	2050(144,1)	3415(240,1)	5690(400,1)
2Cr—0,5Mo			350	177	1350 (94,9)	2025(142,4)	3375(237,3)	5625(395,5)
2,25Cr—1Mo	A217 WC9	A182 F22	400	204	1330(93,5)	2000(140,6)	3330(234,1)	5550(390,2)
3Cr—1Mo			450	232	1305(91,8)	1955(137,5)	3255(228,9)	5430(381,8)
5Cr—0,5Mo	A217 C5	A182 F5	500	260	1250(87,9)	1875(131,9)	3125(219,7)	5210(366,3)
5Cr—0,5Mo; Si			550	288	1180(83)	1775(124,8)	2955(207,8)	4925(346,3)
9Cr—1Mo	A217 C12	—	600	316	1110(78)	1660(116,7)	2770(195,1)	4620(324,8)
18Cr—Ni—Ti	A351 CF8C	A182 F321 и F347						
18Cr—8Ni—2Mo	A351 CF 8M	A182 F316	650	343	1030(72,4)	1550(109)	2580(181,4)	4300(302,3)
Углеродистая	A216 WCB	A105 II			600(42,2)	900(63,3)	1500(105,6)	2500(175,8)
Углерод—0,5 Mo 0,5 Cr—0,5Mo 2Cr—0,5Mo 3Cr—1 Mo 5Cr—0,5 Mo; Si	A217 WC1 A217 WC4	A182 F1 —			745(52,4)	1115(78,4)	1860(130,8)	3100(218)
1Cr—0,5Mo 1,25Cr—5Mo 2,25Cr—1Mo 5Cr—0,5Mo 9Cr—1Mo	— A217 WC5 и WC6 A217 WC9 A217 C5 A217 C12	A182 F12 A182 F11 A182 F22 A182 F5 —	850	454	765(53,8)	1150(80,9)	1915(134,6)	3190(224,3)
18Cr—8Ni—Ti 18Cr—8Ni—2Mo	A351 CF 8C A351 CF 8M	A182 F321 и F347 A182 F316			850(59,7)	1275(89,6)	2125(149,4)	3540(248,9)
Углеродистая сталь	A216 WCB	A105 II			310(21,8)	465(32,7)	770(54,1)	1285(90,3)
Углерод—0,5 Mo 0,5Cr—0,5Mo 2Cr—0,5Mo 3Cr—1Mo 5Cr—0,5Mo; Si	A217 WC1 A217 WC4	A182 F1			600(42,2)	900(63,3)	1500(105,5)	2500(175,8)
1Cr—0,5Mo 1,25Cr—0,5Mo 2,25Cr—1Mo 5Cr—0,5Mo 9Cr—1Mo	— A217 WC5 и WC6 A217 WC9 A217 C5 A217 C12	A182 F12 A182 F11 A182 F22 A182 F5 —	950	510	635(44,6)	950(66,8)	1585(111,4)	2640(185,6)
18Cr—8Ni—Ti 18Cr—8Ni—2Mo	A351 CF8C A351 CF8M	A182 F321 и F347 A182 F316			760(53,4)	1140(80,2)	1900(133,6)	3165(222,5)
Углеродистая	A216 WCB	A105 II			240(16,9)	360(25,3)	600(42,2)	1000(70,3)
Углерод—0,5Mo 0,5Cr—0,5Mo Cr—0,5Mo	A217 WC1 A217 WC4	A182 F1 —						

Продолжение табл. 1-7

Материал			Температура рабочей среды		Начальное (условное) давление, фунт/дюйм²			
Группа стали	Марка стали по ASTM		°F	°C	600	900	1500	2500
	Отливка	Поковка			Пробное гидравлическое давление, фунт/дюйм²			
					2175(152,91)	3250(228,5)	5400(379,7)	9000(632,8)
3Cr—1Mo 5Cr—0,5Mo; Si	—		975	524	555 (39)	835 (58,7)	1395 (98,1)	2320 (163,1)
1Cr—0,5Mo 1,25Cr—0,5Mo 2,25Cr—1Mo 5Cr—0,5Mo 9Cr—1Mo	— A217 WC5 и WC6 A217 WC9 A217 C5 A217 C12	A182 F12 A182 F11 A182 F22 A182 F5 —			600 (42,2)	900 (63,3)	1500 (105,5)	2500 (175,8)
18Cr—8Ni—Ti 18Cr—8Ni—2Mo	A351 CF8C A351 CF8M	A182 F321 и F347 A182 F316			735 (51,7)	1105 (77,7)	1840 (129,4)	3070 (215,8)
1Cr—0,5Mo 1,25Cr—0,5Mo	— A217 WC5 и WC6	A182 F12 A182 F11	1125	609	150 (10,6) 225 (15,8)	225 (15,8) 335 (23,6)	375 (26,4) 555 (39)	620 (43,6) 930 (65,4)
2Cr—0,5Mo 2,25Cr—1Mo 3Cr—1Mo	A217 WC9	A182 F22			155 (10,9) 245 (17,2) 230 (16,2)	230 (16,2) 370 (26) 345 (24,3)	385 (27,1) 615 (43,3) 575 (40,4)	645 (45,4) 1030 (72,4) 955 (67,1)
5Cr—0,5Mo 9Cr—1Mo	A217 C5 A217 C12	A182 F5 —			190 (13,4)	285 (20)	470 (33,1)	785 (55,2)
5Cr—0,5Mo, Si					145 (10,2)	220 (15,5)	370 (26)	615 (43,2)
18Cr—8Ni—Ti 18Cr—8Ni—2Mo	A351 CF8C A351 CF8M	A182 F321 и F347 A182 F316			600 (42,2)	900 (63,3)	1500 (105,5)	2500 (175,8)

Примечания: 1. ASTM—Американское общество испытания материалов.
2. В скобках приведены значения давлений в кгс/см².

Таблица 1-8

Условные и рабочие давления для фланцевой стальной арматуры по стандарту DIN 2401 (ФРГ)

Условное давление (ND), кгс/см²	Материал		Рабочая температура, °C														
			20 (120)	200	250	300	350	400	425	450	475	500	510	520	530	540	550
			Допускаемое рабочее давление, кгс/см²														
64	GS—C25	C22N	64	50	45	40	36	32	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	GS—22Mo4	15Mo3	64	64	64	56	50	47	46	45	—	—	—	—	—	—	—
	GS—17CrMo55	13CrMo44	64	64	64	64	61	58	57	56	53	47	40	32	25	—	—
100	GS—C25	C22N	100	80	70	60	56	50	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	GS—22Mo4	15Mo3	100	100	100	87	78	74	72	70	—	—	—	—	—	—	—
	GS—17CrMo55	13CrMo44	100	100	100	100	95	91	89	87	82	74	62	49	38	—	—
160	GS—C25	C22N	160	130	112	96	90	80	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	GS—22Mo4	15Mo3	160	160	160	139	125	118	115	112	—	—	—	—	—	—	—
	GS—17CrMo55	13CrMo44	160	160	160	160	153	146	142	139	132	118	100	79	62	46	35
	—	10CrMo910	160	160	160	160	153	146	142	139	132	118	100	79	70	61	52

Продолжение табл. 1-8

Условное давление (ND), кгс/см²	Материал		Рабочая температура, °С														
			20 (120)	200	250	300	350	400	425	450	475	500	510	520	530	540	550
			Допускаемое рабочее давление, кгс/см²														
250	GS—C25	C22N	250	200	175	150	140	125	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	GS—22Mo4	15Mo3	250	250	250	217	195	185	179	174	—	—	—	—	—	—	—
	GS—17CrMo55	13CrMo44	250	250	250	250	238	227	223	217	206	184	154	124	97	73	54
		10CrMo910	250	250	250	250	238	227	223	217	206	184	154	124	108	95	81
320	GS—C25	C22N	320	250	225	192	180	160	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	GS—22Mo4	15Mo3	320	320	320	278	250	236	230	222	—	—	—	—	—	—	—
	GS—17CrMo55	13CrMo44	320	320	320	320	304	292	285	278	264	237	200	158	124	93	69
	—	10CrMo910	320	320	320	320	304	292	285	278	264	237	200	158	139	121	105
400	GS—C25	C22N	400	320	280	240	225	200	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	GS—22Mo4	15Mo3	400	400	400	348	312	296	286	278	—	—	—	—	—	—	—
	GS—17CrMo55	13CrMo44	400	400	400	400	380	364	356	348	330	295	250	198	155	116	87
	—	10CrMo910	400	400	400	400	380	364	356	348	330	295	250	198	174	151	130

Таблица 1-9

Условные, рабочие и пробные давления для арматуры из углеродистой и легированной стали по английскому стандарту BS.10:1962 (извлечения из стандарта)

Температура рабочей среды, °F	Температура рабочей среды, °C	Тип стали	Начальное (условное) давление, фунт/дюйм²: K 900	R 1200	S 1800	T 2800
			Пробное гидравлическое давление, фунт/дюйм²: 1350 (94,9)	1800 (126,6)	2700 (189,8)	4200 (295,3)
0—450	—18÷+232	Углеродистая	900 (63,3)	1200 (84,4)	1800 (126,6)	2800 (196,9)
		Легированная	900 (63,3)	1200 (84,4)	1800 (126,6)	2800 (196,9)
550	288	Углеродистая	770 (54,1)	1030 (72,4)	1545 (108,6)	2400 (168,7)
		Легированная	800 (56,3)	1065 (74,9)	1600 (112,5)	2490 (175,1)
650	343	Углеродистая	645 (45,4)	855 (60,1)	1285 (90,3)	2000 (140,6)
		Легированная	700 (49,2)	935 (65,7)	1400 (98,4)	2180 (153,3)
750	399	Углеродистая	515 (36,2)	685 (48,2)	1030 (72,5)	1600 (112,5)
		Легированная	600 (42,2)	800 (56,3)	1200 (84,4)	1865 (131,1)

Продолжение табл. 1-9

Температура рабочей среды		Тип стали	Начальное (условное) давление, фунт/дюйм²			
			K 900	R 1200	S 1800	T 2500
			Пробное гидравлическое давление, фунт/дюйм²			
°F	°C		1350(94,9)	1800(126,6)	2700(189,8)	4200(295,3)
800	427	Углеродистая Легированная	450 (31,6) 550 (38,7)	600 (42,2) 735 (51,7)	900 (63,3) 1100 (77,3)	1400 (98,4) 1710 (120,2)
850	454	Углеродистая Легированная	325 (22,9) 500 (35,2)	435 (30,6) 665 (46,8)	655 (46,1) 1000 (70,3)	1025 (72,1) 1555 (109,3)
900	482	Углеродистая Легированная	205 (14,4) 450 (31,6)	275 (19,3) 600 (42,2)	415 (29,2) 900 (63,3)	645 (45) 1400 (98,4)
950	510	Легированная	245 (17,2)	330 (23,2)	495 (34,8)	770 (54,1)
975	524	Легированная	145 (10,2)	195 (13,7)	295 (20,7)	455 (32)

Примечание. В скобках приведены значения давлений в кгс/см².

Таблица 1-10

Сравнение условных (начальных) давлений для углеродистых сталей по стандартам некоторых стран

ГОСТ 356-68	DIN2401	B 16.5-1968	BS 10:1962
кгс/см²	кгс/см²	фунт/дюйм²	фунт/дюйм²
64	64	400	900
100	100	600	1200
160	160	900	1800
200	—	—	2800
250	250	1500	—
320	320	—	—
400	400	2500	—
640	—	—	—
800	—	4500	—

Рассмотренные выше стандарты на условные и рабочие давления оговаривают также значения пробных давлений.

Пробное давление — это избыточное давление, при котором арматура должна подвергаться гидравлическим испытаниям на прочность и плотность материала деталей при заполнении водой с температурой ниже 100 °С. Так, ГОСТ 356-68 устанавливает, что пробное давление равно:

$$p_{пр} = Kp_у,$$

где

$p_у$, кгс/см²	2,5—200	250—400	500	640 и выше
K	1,5	1,4	1,3	1,25

По стандартам DIN 2401 и BS.10 пробное гидравлическое давление составляет $1,5p_у$. Американским стандартом USAS B16.5 принимается $p_{пр} = 1,5p_{раб}$ при температуре среды 38 °С.

Глава вторая

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА АРМАТУРЫ И ТРУБОПРОВОДОВ

2-1. Основные физические свойства рабочей среды

Основанием для выбора дроссельно-регулирующей арматуры или ее конструирования в зависимости от рабочих условий и назначения служат данные гидравлического расчета. Такой расчет включает определение

пропускной способности арматуры, перепадов давления на ней, площади и профиля проходного сечения при заданной расходной характеристике и т. д. В нем учитываются физические свойства рабочей среды, коэффициенты сопротивления и расхода, режимы течения среды.

Основной рабочей жидкостью, используемой на тепловых и атомных электростанциях, является вода в ее жидкой и парообразной фазах. Ее характеристики:

Молекулярная масса	$M=18,016$
Газовая постоянная (для перегретого пара)	$R=47,1$ кгс·м (кг·К)
Показатель адиабаты:	
перегретого пара	$k=1,3$
насыщенного пара	$k=1,135$
Параметры критической точки	$T_{кр}=647,15$ К ($t_{кр}=374,15$ °С), $p_{кр}=225,65$ кгс/см^2

Так как используемые в расчетах зависимости во многих случаях являются общими для жидкостей и газов, эти среды принято объединять одним понятием «жидкость», при этом различают жидкости несжимаемые (или капельные) и сжимаемые (газ, пар). В теоретических и практических расчетах существуют также понятия невязкой (идеальной) и вязкой (реальной) жидкостей. Наиболее важными из физических свойств жидкостей являются плотность, вязкость, сжимаемость, упругость насыщенных паров.

П л о т н о с т ь жидкости характеризует распределение массы по объему. Для однородной жидкости плотность во всех точках объема одинакова и равна:

$$\rho=M/V, \qquad (2\text{-}1)$$

где M — масса жидкости, кг; V — объем, м^3.

Плотность жидкости изменяется при изменении температуры. В общем случае, зная значение плотности ρ_1 при некоторой температуре t_1, можно вычислить плотность жидкости при рабочей температуре t_2 по формуле

$$\rho_2=\frac{\rho_1}{1+\beta_t(t_2-t_1)}, \qquad (2\text{-}1а)$$

где β_t — средний температурный коэффициент объемного расширения жидкости (или газа) в интервале от t_0 до t. Он характеризует относительную объемную деформацию, приходящуюся на единицу изменения температуры $\Delta t=1$ °С, т. е. $\beta_t=\Delta V/V\Delta t$. Величина β_t для жидко-

сти или газа зависит от температуры. При малых изменениях температуры β_t можно считать постоянной величиной. Для воды, например, $\beta_t = 208 \cdot 10^{-6}$ К$^{-1}$.

Плотность сжимаемых сред обычно определяется по следующим формулам:

$$\rho_2 = \rho_1 \frac{T_1 p_2}{T_2 p_1 k_c} \tag{2-2}$$

и

$$\rho = \frac{10^4 p}{RTk_c} = \frac{\rho_т}{k_c}, \tag{2-3}$$

где k_c — коэффициент сжимаемости, учитывающий отклонение реальных газов от законов для идеального газа. Его значения для некоторых газов даются в [Л. 16]. Единицы измерения величин, входящих в формулы (2-2) и (2-3): p — кгс/см², T — К, R — кгс·м/(кг·К).

Практически можно также считать, что изменение плотности (или объема) сжимаемой среды, вызванное падением давления, подчиняется уравнению адиабатического процесса:

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}. \tag{2-4}$$

Значения плотности для большинства жидкостей и газов (паров) приведены в [Л. 17, 18].

Плотность непосредственно связана с сжимаемостью. Это свойство среды в большей степени присуще газам и парам, чем капельным жидкостям. Так, например, сжимаемость воздуха при атмосферном давлении в 13 900 раз больше сжимаемости воды. Сжимаемость жидкостей и газов оценивается коэффициентом объемного сжатия β_p. Он показывает величину относительного изменения объема жидкости, приходящуюся на единицу изменения давления, т. е. $\beta_p = \Delta V / V \Delta p$, м²/кгс. Коэффициент β_p характеризует также относительное изменение плотности ρ, приходящееся на единицу изменения давления, т. е. $\beta_p = \Delta\rho / \rho\Delta p$, м²/кгс.

Величину, обратную β_p, называют модулем объемной упругости E данной жидкости или газа (аналогично коэффициенту пропорциональности в выражении закона Гука), т. е. $E = 1/\beta_p$, кгс/м². Например, для воды при 20 °С $E = 2{,}15 \cdot 10^8$ кгс/м².

Величина коэффициента β_p зависит от давления и, следовательно, является величиной переменной. Тем не менее ввиду незначительной сжимаемости большинства жидкостей их считают практически несжимаемыми. При таком допущении $\beta_p=0$, $E=\infty$, $\rho=\text{const}$, что позволяет упростить в ряде случаев гидравлические расчеты и получить результаты достаточной точности.

Как видно из приведенной выше формулы (2-3), коэффициент сжимаемости газообразной среды k_c равен отношению теоретической плотности $\rho_т$ при параметрах среды p и T к действительной плотности ρ при тех же параметрах. Его значения для различных сжимаемых сред определяются экспериментально. При отсутствии таких данных значения коэффициента k_c приближенно находят на основании «закона соответственных состояний». Смысл этого закона сводится к тому, что все газы имеют одинаковый приведенный объем $v_{пр}$, если их сравнивают при одинаковых приведенных температуре $T_{пр}$ и давлении $p_{пр}$.

Приведенный объем газа есть отношение удельного объема газа при рабочем давлении и температуре к удельному объему газа при критических давлении и температуре, т. е. $v_{пр}=v/v_{кр}$.

Под приведенной температурой подразумевается отношение абсолютной рабочей температуры газа к его абсолютной критической температуре, т. е. $T_{пр}=T/T_{кр}$.

Приведенным давлением называется отношение абсолютного рабочего давления газа к его абсолютному критическому давлению, т. е. $p_{пр}=p/p_{кр}$.

Газы при одинаковых приведенных давлении и температуре находятся в соответственном состоянии и, следовательно, имеют приблизительно один и тот же коэффициент сжимаемости k_c. Его значения в графическом виде приведены в [Л. 16]. Кривые построены по усредненным экспериментальным данным для 20 различных газов. Среднее значение k_c для каждого из газов отличается от действительного на $\pm 2\%$.

Критериями сжимаемости среды являются величина скорости распространения звука a и число Маха $M=W/a$, где W — скорость движения газообразной среды. Более сжимаемой среде соответствует меньшая скорость звука. Число Маха $M=1$ является границей раздела сверхзвукового $(M>1)$ и дозвукового $(M<1)$ течения. В несжимаемой среде $a=\infty$, и, следовательно, $M=0$ при любой скорости движения среды. Различие этих критериев состоит в том, что скорость звука a

характеризует сжимаемость относительно покоящейся среды, а число М — сжимаемость движущейся среды.

Физический смысл числа Маха можно пояснить выражением $M^2 = -(\Delta\rho/\rho)/(\Delta W/W)$ [Л. 19]. Таким образом, число М характеризует относительное изменение плотности, приходящееся на единицу относительного изменения скорости потока среды. Возрастание скорости потока ведет к уменьшению плотности среды и наоборот. Критерии a и М нашли широкое применение в прикладных вопросах гидрогазодинамики.

Следующим физическим параметром, используемым в гидравлических расчетах арматуры, является **вязкость**. Она свойственна всем реальным жидкостям и газам и проявляется при движении потока среды в виде *внутреннего трения. Различают абсолютную или динамическую вязкость* η и кинематическую вязкость ν. Между собой они связаны соотношением $\nu = \eta/\rho$.

В табл. 2-1 и 2-2 даны переводные коэффициенты единиц вязкости, принятых в отечественной и зарубежной практике. Для некоторых вязких жидкостей (масел, мазутов) вязкость выражается условно в градусах и секундах Энглера (°E, ″E). Перевод из единиц Энглера в коэффициент кинематической вязкости регламентирован ГОСТ 33-53. За рубежом, кроме того, пользуются такими единицами вязкости, как секунды Редвуда (″R) и Сейболта (″S). Для пересчета принятых за рубежом единиц вязкости в значения коэффициента кинематической вязкости можно пользоваться рядом приближенных формул, приведенных в [Л. 20].

Для капельных жидкостей важное значение имеет **упругостная характеристика**: зависимость давления насыщенного пара от температуры. По этой характеристике можно судить, например, об антикави-

Таблица 2-1

Переводные коэффициенты кинематической вязкости ν

Сантистокс (сСт), мм²/с	Стокс (Ст), см²/с	м²/с	м²/ч	фут²/с	фут²/ч
1	10^{-2}	10^{-6}	$3,6\cdot10^{-3}$	$1,07\cdot10^{-5}$	$3,875\cdot10^{-2}$
10^2	1	10^{-4}	$3,60\cdot10^{-1}$	$1,07\cdot10^{-3}$	3,875
10^6	10^4	1	$3,60\cdot10^3$	$1,07\cdot10$	$3,875\cdot10^4$
$2,78\cdot10^2$	2,78	$2,78\cdot10^{-4}$	1	$2,99\cdot10^{-3}$	$1,07\cdot10$
$9,29\cdot10^4$	$9,29\cdot10^2$	$9,29\cdot10^{-2}$	$3,35\cdot10^2$	1	$3,6\cdot10^3$
$2,58\cdot10$	$2,58\cdot10^{-1}$	$2,58\cdot10^{-5}$	$9,29\cdot10^{-2}$	$2,78\cdot10^{-4}$	1

Таблица 2-2

Переводные коэффициенты динамической вязкости η

Микропуаз (мкП)	Сантипуаз (сП)	Пуаз (Пз), дин·с/см² [г/(см·с)]	кг/(м·с)	кг/(м·ч)	кгс·с/м²	кгс·ч/м²	Н·с/м²	фунт/(фут·с)	фунт/(фут·ч)	фунт-сила·с/фут²
1	10^{-4}	10^{-6}	10^{-7}	$3,6\cdot10^{-4}$	$1,02\cdot10^{-8}$	—	—	$6,72\cdot10^{-8}$	$2,42\cdot10^{-4}$	—
10^{4}	1	10^{-2}	10^{-3}	3,6	$1,02\cdot10^{-4}$	—	—	$6,72\cdot10^{-4}$	2,42	—
10^{6}	10^{2}	1	10^{-1}	$3,6\cdot10^{2}$	$1,02\cdot10^{-2}$	$2,833\cdot10^{-8}$	10^{-1}	$6,72\cdot10^{-2}$	$2,42\cdot10^{2}$	$2,09\cdot10^{-3}$
10^{7}	10^{3}	10	1	$3,6\cdot10^{3}$	$1,02\cdot10^{-1}$	$2,833\cdot10^{-5}$	1	$6,72\cdot10^{-1}$	$2,42\cdot10^{3}$	$2,09\cdot10^{-2}$
$2,78\cdot10^{3}$	$2,78\cdot10^{-1}$	$2,78\cdot10^{-3}$	$2,78\cdot10^{-4}$	1	$2,84\cdot10^{-5}$	$78,68\cdot10^{-10}$	$27,7\cdot10^{-5}$	$1,867\cdot10^{-4}$	$6,72\cdot10^{-1}$	$5,801\cdot10^{-6}$
$9,81\cdot10^{7}$	$9,81\cdot10^{3}$	$9,81\cdot10$	9,81	$3,53\cdot10^{4}$	1	—	—	6,592	$2,374\cdot10^{4}$	—
—	—	$353,04\cdot10^{8}$	$353,04\cdot10^{7}$	$172,09\cdot10^{6}$	—	1	$35,28\cdot10^{8}$	23 730	—	737,28
—	—	10	1	$36,02\cdot10^{2}$	—	$2,82\cdot10^{-5}$	1	—	—	$2,09\cdot10^{-2}$
$1,488\cdot10^{7}$	$1,488\cdot10^{3}$	$1,488\cdot10$	1,488	5357	$1,52\cdot10^{-1}$	$4,214\cdot10^{-5}$	1,488	1	$3,6\cdot10^{3}$	$3,108\cdot10^{-2}$
$4,13\cdot10^{3}$	$4,13\cdot10^{-1}$	$4,13\cdot10^{-3}$	$4,13\cdot10^{-4}$	1,488	$4,21\cdot10^{-5}$	—	—	$2,77\cdot10^{-4}$	1	—
—	—	478,8	47,88	$172,4\cdot10^{3}$	4,882	$1,356\cdot10^{-3}$	47,88	32,174	—	1

тационных свойствах рабочей среды, протекающей через дроссельно-регулирующий орган. Вскипание жидкости при дросселировании может привести к таким неприятным явлениям как возникновение шума, эрозия и т. д.

2-2. Виды гидравлических потерь. Режимы течения. Критерий Рейнольдса

Энергия потока идеальной несжимаемой жидкости при установившемся движении описывается уравнением Бернулли

$$p+\frac{\rho W^2}{2}=p_{ст}+p_{ск}=\text{const}. \qquad (2\text{-}5)$$

Видно, что в каждом сечении потока сумма статического давления $p_{ст}$ и скоростного напора $p_{ск}$ есть величина постоянная, т. е. с нарастанием кинетической энергии вдоль потока потенциальная его энергия уменьшается и наоборот. Для потока несжимаемой жидкости по уравнению (2-5) можно вычислить давление (скорость) по известному значению скорости (давления). В том случае, если на входе $W=0$ или когда величиной скоростного напора можно пренебречь по сравнению со статическим давлением, что допускается на практике, уравнение (2-5) можно записать в виде

$$p_0=p+\frac{\rho W^2}{2}, \qquad (2\text{-}6)$$

где p_0 — полное давление (полный напор) в сечении на входе в сужающее устройство.

При течении реальных (вязких) жидкостей в арматуре и трубопроводах часть кинетической энергии потока теряется на преодоление гидравлических сопротивлений, тем самым уменьшается энергия в потоке реальной жидкости, т. е. $p_0=p+\rho W^2/2+\Delta p_{пот}$, где $\Delta p_{пот}$ — потери давления. Необратимый переход потерянной части кинетической энергии в тепловую обусловливается молекулярной и турбулентной вязкостью движущейся среды.

Различают потери на трение $\Delta p_т$, зависящие от длины канала, его диаметра, скорости потока, плотности и вязкости жидкости, шероховатости внутренней поверхности канала, и потери в местных сопротивлениях $\Delta p_м$, обусловленные в основном инерционными силами (деформацией потока и его ускорением). Потери напора вследствие ускорения потока в арматуре объясняются турбулентным расширением потока при его торможении и перемешивании с окружающей массой жидкости в трубопроводе. Местные потери неотделимы от потерь на трение. Тем не менее для удобства расчетов их считают раздельно, относя потери к одному сечению (скорости). Арифметическое суммирование потерь основано на принципе наложения потерь.

Таким образом, потери в дроссельно-регулирующих органах слагаются из потерь на трение в самой жидкости и о стенки проточной части и местных потерь на торможение потока за дроссельным

устройством, т. е. $\Delta p = \Delta p_т + \Delta p_м$. Величина $\Delta p_т$ обычно учитывается лишь при ее соизмеримости с $\Delta p_м$.

Зависимость расхода жидкости Q от перепада давления Δp определяет гидравлическую характеристику дроссельно-регулирующего органа $Q = f(\Delta p^{\alpha})$. Таким образом, количество жидкости, проходящей через регулируемый объект, можно изменять, воздействуя на величину потерь Δp. Величина потерь зависит от характера (режима) течения среды в каналах. По режимам течения различают ламинарный поток (при малых скоростях и узких каналах) и турбулентный. В ламинарном режиме поток отличается устойчивостью течения, при котором отдельные его струи не перемешиваются между собой и плавно обтекают встречающиеся сопротивления. В этом случае наибольшую долю потерь составляют потери на трение. Они пропорциональны первой степени скорости потока, а величина показателя степени α приближается к единице. В турбулентном режиме при интенсивном перемешивании масс жидкости потери практически пропорциональны квадрату скорости, а значение α равно примерно 1/2 и не зависит от Δp.

Режим течения жидкости (газа) характеризуется безразмерным параметром — числом Рейнольдса, представляющим собой отношение сил инерции к силам трения в потоке:

$$\mathrm{Re} = \frac{WD}{\nu} = \frac{WD\rho}{\eta}, \tag{2-7}$$

где W — определяющая скорость потока, например средняя по сечению входного патрубка ($W_у$); D — определяющий линейный размер потока, например диаметр входного патрубка $D_у$. Для каналов с сечениями, отличными от круглого, $D = 4F/П$, где F — площадь проходного сечения канала, м²; $П$ — смоченный периметр сечения, м.

Границу между режимами течения определяет критическое число Рейнольдса $\mathrm{Re}_{кр}$. При условии $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_{кр}$ — режим турбулентный, а при $\mathrm{Re} < \mathrm{Re}_{кр}$ — режим ламинарный. При этом для каждого конкретного устройства переход от одного режима к другому осуществляется в некотором диапазоне критических значений Re в так называемой переходной зоне, отличающейся неустойчивостью течения. Так, например, широко известное критическое число Рейнольдса для трубы круглого сечения $\mathrm{Re}_{кр} = 2320$ является нижним ее пределом. Верхний предел определяется условиями входа потока в трубу, шероховатостью стенок и т. д.

Число Рейнольдса является важным критерием гидродинамического подобия потоков жидкостей, обладающих вязкостью. На практике соблюдение этого закона, выражаемое равенством чисел Рейнольдса, позволяет результаты эксперимента на модели переносить на натурный образец, геометрически подобный модели.

В ряде случаев существенной характеристикой режима течения становится и число Маха M.

2-3. Гидравлические коэффициенты сопротивлений

Одним из показателей, по величине которого можно судить о гидравлическом сопротивлении арматуры, является безразмерный коэффициент гидравлического сопротивления ζ. Он представляет собой отношение пе-

репада давления Δp, потерянного на арматуре, к скоростному напору среды в расчетном сечении канала F, т. е. $\zeta = \Delta p / (\rho W^2/2)$. Для другого сечения и, следовательно, скорости коэффициент ζ пересчитывается по формуле

$$\zeta_2 = \zeta_1 \frac{\rho_1}{\rho_2}\left(\frac{W_1}{W_2}\right)^2 = \zeta_1 \frac{\rho_1}{\rho_2}\left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2. \tag{2-8}$$

Коэффициент гидравлического сопротивления арматуры $\zeta_{кл}$ зависит от следующих факторов: геометрии канала, вязкости, скорости потока и агрегатного состояния рабочей среды. В основном учитываются лишь первые три показателя. Для газа и пара при числах Маха, значительно меньших единицы, сжимаемостью обычно пренебрегают и расчет ведут по более простым формулам для жидкости.

В соответствии с принципом наложения потерь $\zeta_{кл} = \zeta_т + \zeta_м$, где коэффициент сопротивления трения $\zeta_т = \Delta p_т / (\rho W^2/2)$ и коэффициент местного сопротивления $\zeta_м = \Delta p_м / (\rho W^2/2)$.

Коэффициент сопротивления трения рассчитываемого участка выражается в виде $\zeta_т = \lambda l / D_г$, где l — длина участка; $D_г$ — гидравлический диаметр канала и λ — коэффициент трения, равный коэффициенту сопротивления единицы относительной длины участка. Определяется как коэффициент трения Вейсбаха λ_W или как коэффициент трения Фаннинга λ_F. Между собой они связаны соотношением $\lambda_W = 4\lambda_F$.

Коэффициенты λ и $\zeta_т$ при постоянном значении $l/D_г$ зависят от режима движения среды в канале и относительной шероховатости стенок канала $\bar{\kappa} = \kappa / D_г$, где κ — средняя высота выступов шероховатости (абсолютная шероховатость), устанавливаемая измерением. Значения κ для труб приведены в [Л. 21, 22].

Коэффициент гидравлической шероховатости $\kappa_э$ определяется по результатам гидравлических испытаний трубопровода в области *квадратичного сопротивления и, кроме средней высоты выступов* шероховатости, учитывает также их форму, распределение по поверхности канала и другие характеристики. Ориентировочные значения $\kappa_э$ для трубопроводов с учетом влияния сварных стыков приведены в [Л. 11]

В настоящее время практически определено, что режимы течения рабочей среды для большинства трубопроводов, в том числе и в энергетике, относятся к переходной области сопротивления. Она граничит, с одной стороны, с областью течения в гидравлически гладких каналах (трубах), а с другой — с квадратичной областью сопротивления [Л. 22]

При использовании широко известной формулы Прандтля — Никурадзе для квадратичной области ($Re > 10^5$)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2\lg\frac{D_г}{\kappa_э} + 1{,}14 = 2\lg\frac{3{,}7D_г}{\kappa_э} \qquad (2\text{-}9)$$

расчетные потери получаются заниженными по сравнению с действительными, поскольку для переходной области коэффициент трения выше, чем для квадратичной. Более общая зависимость для часто встречающихся в практике условий течения рабочей среды в трубопроводах и арматуре (в том числе при $Re \leqslant 10^5$) имеет вид:

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\kappa_э}{D_г} + \frac{68}{Re}\right)^{0{,}25}. \qquad (2\text{-}10)$$

Частными случаями этой формулы являются зависимости для коэффициента трения в гидравлически гладких трубах ($Re = 4\cdot10^3 \div 10^5$) $\lambda = 0{,}316/Re^{0{,}25}$ и шероховатых трубах ($Re \geqslant 10^5$) $\lambda = 0{,}11(\kappa_э/D_г)^{0{,}25}$. О применимости этих зависимостей можно судить по величине показателя зоны турбулентности $Re\kappa_э/D_г = W\kappa_э/\nu$ [Л 22]. Первой из них рекомендуется пользоваться при $(Re\kappa_э/D_г) < 10$, а второй — при $(Re\kappa_э/D_г) > 500$. При этом допустимая погрешность в определении потерь напора составляет около 3%

Потери напора в местных сопротивлениях, какими являются, например, клапаны, как правило, составляют большую часть общих потерь.

Значения коэффициентов сопротивления дроссельно-регулирующих устройств достаточно точно можно определить только опытным путем. Для некоторых, наиболее простых в конструктивном отношении устройств существуют приближенные эмпирические формулы, дающие удовлетворительные результаты при определении ζ в зависимости от геометрии проточной части. Аналитическое же определение коэффициента сопротивления арматуры по виду конструкции является весьма сложной задачей, и до настоящего времени этот вопрос исследован недостаточно полно. Тем не менее отдельные работы [Л. 23, 24], выполненные в этом направлении, позволяют в ряде случаев получить вполне приемлемые совпадения с опытными данными и, несомненно, способствуют обоснованному выбору геометрии проточной части дроссельно-регулирующего устройства.

Как отмечалось, коэффициент местного сопротивления обусловлен главным образом геометрией канала (с учетом условий входа и выхода из него) и режимом течения (числом Рейнольдса $Re = WD_г/\nu$ и иногда числом Маха $M = W/a$). Таким образом, коэффициент сопротив-

ления дроссельно-регулирующего клапана $\zeta_{кл} = \zeta_т + \zeta_м$ зависит от вида конструкции, конфигурации и размеров проточной части, изменения проходного сечения и состояния внутренней поверхности в арматуре.

Для однотипных конструкций относительная шероховатость возрастает с уменьшением условного прохода $D_у$. Коэффициент сопротивления ζ крупной арматуры возрастает с увеличением $D_у$, мелкой — с уменьшением $D_у$. Это различие усугубляется тем, что даже для однотипных клапанов не соблюдается правило сохранения геометрического подобия с ростом диаметра условного прохода.

В ряде случаев при оценке $\zeta_{кл}$ нового клапана можно пользоваться данными табл. 2-3, полученными на основании обобщения многочисленных опытных данных. При определении $\zeta_{кл}$ необходимо помнить приведенные выше замечания и учитывать характерные размеры корпуса, направление потока среды и т. д.

С изменением площади проходного сечения в клапане от $f_{мин}$ до $f_{макс}$, т. е. с увеличением степени его открытия $\bar{f}_{кл} = f_{кл}/f_{кл\ макс}$ или степени сужения $m = f_{кл}/F_у$, коэффициент сопротивления клапана обычно меняется от максимального до минимального. Следует отметить, что по условиям обеспечения регулировочных свойств сужение в клапанах не должно быть более 0,5—0,7.

Место установки дроссельно-регулирующей арматуры обычно не имеет такого существенного значения, как для запорной арматуры. Это объясняется значительной величиной коэффициентов сопротивления дроссельно-регулирующей арматуры, особенно при малых открытиях. Тем не менее в ряде случаев, например для регулирующей арматуры, длительно работающей при максимальных открытиях и небольших перепадах давления на ней, вопрос выбора места установки требует определенного внимания.

Установлено, что для арматуры автомодельная область, в которой коэффициенты местного сопротивления считаются практически не зависящими от числа Рейнольдса, лежит обычно выше $Re = 10^5 \div 2 \cdot 10^5$ [Л. 25]. При меньших значениях числа Рейнольдса его влияние необходимо учитывать, тем более что, как отмечалось выше, нередко область течения рабочей среды в арматуре совпадает с переходной областью, где одновременно действуют как силы инерции, так и силы вязкости. Установить

Таблица 2-3

Значения коэффициентов сопротивления ζ для арматуры и элементов трубопровода в зависимости от их формы

Тип арматуры	Эскиз	Коэффициент ζ	Примечание
Колено трубное		$0,13+0,16\times\left(\frac{d}{r}\right)^{3,5}$	d/r: 0,4; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0 ζ: 0,14; 0,16; 0,20; 0,30; 0,44; 0,66; 1,0; 1,4; 2,0
Колено литое		0,28—0,30	
Тройник нормальной формы		а) 1—1,15 б) 1,5—1,9 в) 3,0—3,3	а) проходной поток б) разделение потока в) слияние потока
Тройник с плавным боковым отводом		а) 0,8—1,0 б) 1,3—1,7 в) 2,6—3,0	То же
Тройник шаровой		а) 0,9—1,1 б) 1,4—1,8 в) 2,7—3,1	» »
Клапан запорный Клапан обратный		5,7—9,0 7,0—9,0	С увеличением условного прохода ζ резко возрастает
Клапан угловой Клапан обратный угловой		3,1—[illegible],1 1,1—[illegible],3	То же
Клапан с улучшенной проточной частью		3,2—4,4	С увеличением условного прохода ζ возрастает
Клапан прямоточный		[illegible]—[illegible],5	С увеличением условного прохода ζ мало возрастает

Тип арматуры	Эскиз	Коэффициент ζ	Примечание
Клапан обратный		3,4—4,3	При полном открытии проходного сечения с увеличением условного прохода ζ мало возрастает
Клапан обратный прямоточный		2,9—3,3	При полном открытии проходного сечения с увеличением условного прохода ζ почти не меняется
Задвижка клиновая		0,22—0,38	Большие значения ζ соответствуют бо́льшим условным проходам
Задвижка полнопроходная с плоскопараллельным затвором		0,17—0,26	Бо́льшие значения ζ соответствуют бо́льшим условным проходам
Задвижка неполнопроходная с плоскопараллельным затвором без направляющей трубы		0,23—0,31	Сужение приводит к небольшому увеличению ζ
Задвижка неполнопроходная с плоскопараллельным затвором и направляющей трубой		0,14—0,19	То же

граничные (критические) значения числа Рейнольдса ($Re_{гр}$) без проведения испытаний затруднительно, поскольку они зависят от конструкции дроссельного устройства и степени сужения m.

Геометрически подобные устройства имеют одинаковые значения $Re_{гр}$. и для любого сужающего устройства $\zeta = const$ при условии $Re \geqslant Re_{гр}$. Приближенные граничные значения числа Рейнольдса, полученные для различных дроссельных клапанов опытным путем при работе на воде и масле, приведены в табл. 2-4 [Л. 26].

Исходя из того, что при заданной степени сужения форма самого сужения имеет второстепенное значение, коэффициенты местных сопротивлений в зависимости от числа Re можно определять по обобщенной формуле $\zeta =$

Таблица 2-4

Граничные числа Рейнольдса в зависимости от степени сужения (ζ=const)

m	$Re_{гр}$	m	$Re_{гр}$
~0	$2{,}5 \cdot 10^4$	0,4	$2 \cdot 10^5$
0,1	$3{,}7 \cdot 10^4$	0,5	$3{,}3 \cdot 10^5$
0,2	$7{,}5 \cdot 10^4$	0,6	$6 \cdot 10^5$
0,3	$0{,}4 \cdot 10^5$	0,7	$0{,}3 \cdot 10^5$

$=A/\mathrm{Re}+\zeta^{кв}$, где A — безразмерный коэффициент и $\zeta^{кв}$ — коэффициент местного сопротивления в квадратичной (автомодельной) области течения [Л. 23]. Зависимость действительна при течении жидкостей любой вязкости в широком диапазоне изменения чисел Рейнольдса. Входящие в нее величины учитывают сопротивления, обусловленные силами вязкости и силами инерции. Отнесенная к проходному сечению клапана $f_{кл}$ зависимость имеет вид:

$$\zeta_{кл}=\frac{25{,}2}{\mathrm{Re}}+\zeta^{кв}. \qquad (2\text{-}11)$$

Формула (2-11) справедлива для турбулентного движения с достаточно большими числами Рейнольдса (для сжимаемых жидкостей — при малых числах М) и $m \leqslant 0{,}6$.

В отечественной и особенно зарубежной практике для упрощения расчетов потерь напора в арматуре и фасонных частях трубопровода принят метод эквивалентных (относительных) длин $l_э$, когда местные сопротивления выражают через эквивалентное (по сопротивлению) число диаметров трубопровода с коэффициентом трения λ, т. е. $l_э/D_у=\zeta/\lambda$. Соотношение эквивалентной длины и числа Re аналогично зависимости коэффициентов λ и ζ от Re.

2-4. Коэффициенты расхода и пропускной способности. Основные уравнения расхода

В гидравлических расчетах при определении пропускной способности или проходных сечений дроссельно-регулирующих органов чаще применяется не коэффициент сопротивления ζ, а коэффициент расхода μ, под которым понимают отношение действительного измеренного рас-

хода среды через сужающее устройство к рассчитанному теоретически $\mu=Q_д/Q_т=G_д/G_т$. Как и коэффициент сопротивления, он учитывает отклонение течения реальной жидкости от идеальной.

Чтобы правильно понять содержание коэффициента расхода, выведем уравнение расхода несжимаемой жидкости ($\rho=\text{const}$) через участок трубопровода постоянного сечения с установленным на нем дроссельно-регулирующим органом (клапаном).

Известно, что расход в трубопроводе прямо пропорционален его сечению $F_у$ и действительной скорости потока среды W. Скорость при этом определяется перепадом давления $\Delta p_с$ в системе и общим ее коэффициентом сопротивления $\zeta_с$ (включая клапан), приведенным к скорости среды во входном патрубке регулирующего органа.

Перепад давления в системе может быть определен расчетным методом и более точно — экспериментальным. Его величина представляет собой разность давлений на входе в системе и на выходе из нее: $\Delta p_с=p_{1с}-p_{2с}$.

Общий коэффициент сопротивления $\zeta_с=\zeta_{тр}+\zeta_{кл}$, где $\zeta_{тр}$ — постоянная составляющая, обусловленная потерями давления в трубопроводе, в фасонных деталях, арматуре и т. п.; $\zeta_{кл}$ — переменная составляющая, которая зависит от степени открытия рассматриваемого клапана. Полному открытию клапана соответствует минимальное его сопротивление. При турбулентном течении невязких или маловязких сжимаемых жидкостей величина $\zeta_с$ практически не зависит от изменения нагрузки (расхода) и принимается постоянной. Определяя $\zeta_с$ для вязких и сжимаемых жидкостей, необходимо вводить в расчет соответствующие поправки.

Потеря давления в системе $\Delta p_{п\,с}=\zeta_с\rho W^2/2$, включающая потери в клапане и трубопроводе, равна перепаду давления в системе: $\Delta p_{п\,с}=\Delta p_{п\,кл}+\Delta p_{п\,тр}=\Delta p_с$. При этом с изменением расхода происходит перераспределение потерь давления в трубопроводе и клапане. Согласно уравнению $Q=F_уW$ формула для определения расхода жидкости через участок трубопровода с клапаном примет следующий вид:

$$Q=\frac{F_у}{\sqrt{\zeta_с}}\sqrt{2\frac{\Delta p_с}{\rho}},\qquad (2\text{-}12)$$

где $\Delta p_с$ — перепад давления в системе, Н/м². В тех случаях, когда сопротивление клапана значительно превышает сопротивление трубопровода ($\zeta_{кл}\gg\zeta_{тр}$) или значение $\zeta_{тр}$ неизвестно, условно принимают $\zeta_{тр}=0$. Тогда $\Delta p_с=\Delta p_{кл}$ ($\zeta_с=\zeta_{кл}$), и расход среды через клапан выражается уравнением

$$Q=\frac{F_у}{\sqrt{\zeta_{кл}}}\sqrt{2\frac{\Delta p_{кл}}{\rho}}.\qquad (2\text{-}13)$$

По уравнению Бернулли для двух сечений расчетного участка трубопровода с клапаном нетрудно получить выражение для скор-

сти среды на выходе из трубопровода W_2 с учетом скорости на входе в участок трубопровода W_1 (м/с):

$$W_2=\frac{1}{\sqrt{1+\zeta_c}}\sqrt{2\frac{\Delta p_c}{\rho}+W_1^2}. \qquad (2\text{-}14)$$

Множитель $1/\sqrt{1+\zeta_c}$ называется коэффициентом скорости φ. При истечении среды из трубопровода, работающего полным сечением, коэффициент скорости φ численно совпадает с коэффициентом расхода $\mu_{тр}(\mu_{тр}=\varphi)$. В этом случае расход среды через сечение площадью $F_у$ будет равен:

$$Q=F_уW_2=F_у\mu_{тр}\sqrt{2\frac{\Delta p_c}{\rho}+W_1^2}. \qquad (2\text{-}15)$$

Чтобы связать расход среды в трубопроводе с расходом через клапан, выразим сначала $\mu_{тр}$ через коэффициент расхода проходного сечения в седле клапана μ':

$$\mu_{тр}=\mu'\frac{f_{кл}}{F_у}=\mu' m. \qquad (2\text{-}16)$$

С учетом выражения для коэффициента скорости φ получим:

$$\mu'=\frac{1}{m\sqrt{1+\zeta_c}}. \qquad (2\text{-}17)$$

Если $\zeta_{тр}=0$ при $\zeta_c=\zeta_{кл}$, то

$$\mu'=\mu=\frac{1}{m\sqrt{1+\zeta_{кл}}}. \qquad (2\text{-}18)$$

Подставив в уравнение (2-15) уравнение (2-18) и выразив скорость W_1 через расход Q ($W_1=Q/F_у$), после некоторых преобразований получим:

$$Q=\frac{\mu f_{кл}\sqrt{2\frac{\Delta p_{кл}}{\rho}}}{\sqrt{1-\mu^2m^2}}. \qquad (2\text{-}19)$$

Коэффициент расхода клапана $\mu_{кл}$ с учетом степени сужения представляет собой выражение [Л. 27]:

$$\mu_{кл}=\frac{\mu}{\sqrt{1-\mu^2m^2}}. \qquad (2\text{-}20)$$

Итак, основные формулы для объемного и массового расхода несжимаемой жидкости с учетом уравнения (2-20) приобретают соответственно следующий вид:

$$Q=\mu_{кл}f_{кл}\sqrt{2\frac{\Delta p_{кл}}{\rho}},\ \text{м}^3/\text{с}; \qquad (2\text{-}21)$$

$$G=\mu_{кл}f_{кл}\sqrt{2\Delta p_{кл}\rho},\ \text{кг/с}, \qquad (2\text{-}22)$$

где $f_{кл}$ — м²; $\Delta p_{кл}$ — Н/м²; ρ — кг/м³.

Расход сжимаемых сред (газа или пара) через клапан *рассчитывается по более общим формулам:*

$$Q=\mu_{кл}f_{кл}\varepsilon\sqrt{2\frac{\Delta p_{кл}}{\rho_1}}; \qquad (2\text{-}23)$$

$$G=\mu_{кл}f_{кл}\varepsilon\sqrt{2\Delta p_{кл}\rho_1}, \qquad (2\text{-}24)$$

где ε — поправочный коэффициент, учитывающий расширение среды (§ 2-7). Для несжимаемых жидкостей $\varepsilon=1$.

Сопоставив формулы (2-13) и (2-21), видим, что *коэффициент расхода клапана связан с коэффициентом его* сопротивления соотношением

$$\mu_{кл}=\frac{1}{m\sqrt{\zeta_{кл}}}. \qquad (2\text{-}25)$$

Важно помнить, что $\mu_{кл}$ соответствует значению коэффициента сопротивления клапана при данной степени сужения m.

Коэффициент расхода $\mu_{кл}$, как и коэффициент сопротивления $\zeta_{кл}$, *зависит от размеров и конфигурации проточной* части клапана, величины m, числа Re, критерия M, условий входа среды в регулируемое сечение $f_{кл}$ и т. д. Влияние числа Рейнольдса на коэффициент сопротивления, а следовательно, и на коэффициент расхода описано выше (§ 2-3). Зависимость же $\mu_{кл}$ от режима течения среды по критерию Маха в настоящее время еще недостаточно изучена. Тем не менее по результатам отдельных работ [Л. 28] можно установить некоторые качественные зависимости. Так, по мере увеличения числа M вплоть до $M\geqslant1$ при Re=const следует ожидать возрастания коэффициента расхода. Выявлено также, что граница автомодельной области для дозвуковых и сверхзвуковых режимов характеризуется примерно одним и тем же числом Рейнольдса $Re_{гр}$. Если для этих режимов $Re<Re_{гр}$, то зависимость $\mu=f(Re)$ может носить другой характер. В частности, при сверхзвуковых режимах увеличение числа Re вплоть до $Re_{гр}$ приводит к возрастанию μ.

Как упоминалось, в гидравлических расчетах арматуры используются коэффициенты расхода, установленные опытным путем. Эти коэффициенты, полученные на моделях или конкретных типоразмерах арматуры, не всегда могут совпадать с действительными их значениями даже

для однотипных конструкций арматуры из-за различий в форме и размерах проточной части. Поэтому на предварительной стадии проектирования регулирующего органа коэффициент расхода принимают постоянным и независимым от степени открытия клапана. Обычно его выбирают равным значению при полностью открытом клапане. Например, для шиберного клапана с проходным сечением в виде нескольких круглых отверстий оно соответствует $\mu \approx 0,85$, хотя в зависимости от степени открытия коэффициент расхода изменяется от 0.5 до 0,85.

Таким образом, профили регулирующих органов, рассчитанные при постоянном значении μ, как правило, *нуждаются в корректировке после снятия расходных* характеристик в стендовых или эксплуатационных условиях. Методы корректировки проходных сечений описываются в гл. 3.

Наряду с коэффициентом расхода в гидравлических расчетах используется и другая гидравлическая характеристика арматуры — коэффициент пропускной способности K. Этот коэффициент показывает количество воды, протекающей через клапан при перепаде давления на нем 1 кгс/см². Его значение определяется, например, из уравнения

$$K = 312 \frac{G}{\sqrt{\Delta p'_{кл} \rho_1}}, \qquad (2\text{-}26)$$

где $\Delta p'_{кл} = 9,81 \cdot 10^4$ Н/м² = 1 кгс/см², $\rho = 1$ т/м³.

Коэффициент пропускной способности, принятый в практике США и Англии (обозначается C_v), определяет расход воды через клапан в американских галлонах в минуту (3,78 л/мин) при перепаде давления на нем 1 фунт/дюйм² (0,07 кгс/см²). В ГДР и ФРГ этот коэффициент известен как K_v и по своему значению совпадает с K.

Пропускная способность арматуры, а следовательно, и величина K зависят от степени открытия проходного сечения. Так, коэффициент пропускной способности с индексом 100 (K_{100}) означает расход среды через полностью открытый клапан, т. е. соответствует ходу плунжера 100%. Как будет показано дальше, с помощью коэффициента K можно оценить пропускную способность арматуры или выбрать необходимый типоразмер ее, если известны соответственно перепад давления и плотность

среды, а также расход. Расчетные формулы для определения пропускной способности клапанов с использованием K и C_v приведены в гл. 3.

Коэффициент пропускной способности объединяет как гидравлические характеристики ($\mu_{кл}$, $\zeta_{кл}$), так и геометрические ($f_{кл}$, $F_у$ или $D_у$):

$$K = 5{,}04 f_{кл}\mu_{кл} = \frac{5{,}04 F_у}{\sqrt{\zeta_{кл}}}. \quad (2\text{-}27)$$

Для каждого значения K существует критическое число Рейнольдса (при $Re > Re_{гр}$ K не зависит от Re).

2-5. Понятие о кавитации. Число кавитации

Работа дроссельно-регулирующей арматуры нередко сопровождается кавитационными явлениями, связанными *со вскипанием жидкости в сужении потока* (его разрывом) и последующей конденсацией выделившихся пузырьков пара в области повышенного давления. Кавитационный режим течения обычно характеризуется вибрацией и шумом и, как правило, приводит к эрозионному разрушению деталей проточной части арматуры, возрастанию гидравлического сопротивления регулирующего клапана, а

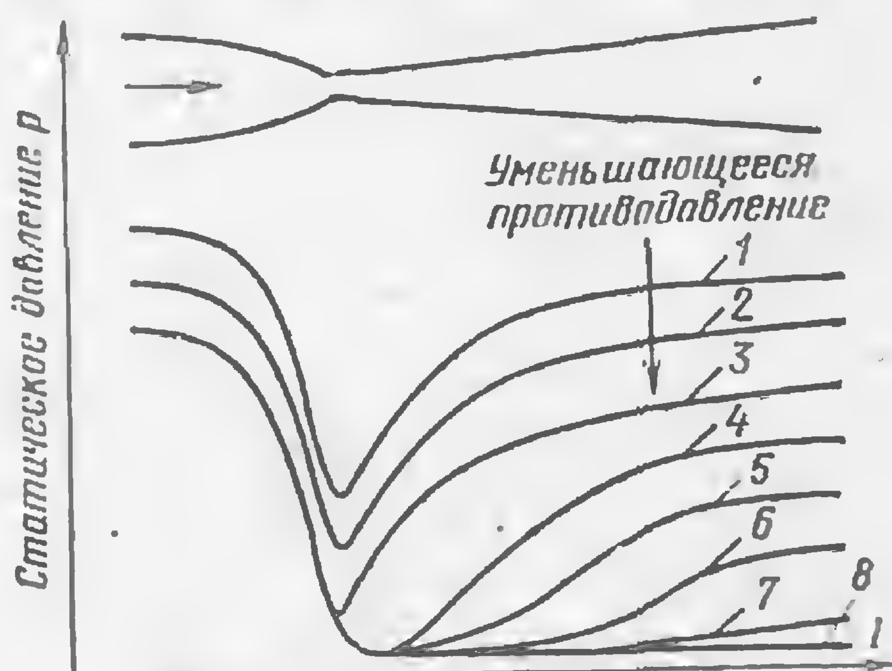


Рис. 2-1 Кавитация в суженном канале

следовательно, ограничению его пропускной способности. Представление об этом явлении можно получить, рассмотрев результаты исследования течения воды в суженном канале [Л. 29]. Как видно из рис. 2-1, с уменьшением противодавления и при поддержании скорости потока в сужении постоянной (кривые *1—3*) давление на входе падает до величины, при которой вода начинает вскипать (кривая *4*). Кавитация зарождается в горловине канала и постепенно распространяется до участков, где давление снова повышается, причем *восстанавливаемое вновь давление* (кривые *4—8*) со-

ставляет незначительную часть потерянного. Относительно пропускной способности было отмечено, что воздействие кавитации на коэффициент расхода μ не всегда приводит к его существенному изменению.

Возникновение кавитации наступает при достижении некоторой предельной скорости в сужении потока, соответствующей пониженному, близкому к минимальному, давлению в потоке. Теоретическое значение этой предельной скорости жидкости определяется из уравнения (2-6) при $p=p_{мин}=0$:

$$W_{пред}=\sqrt{\frac{2p_0}{\rho}}, \tag{2-28}$$

где p_0 — Н/м²; ρ — кг/м³.

Началом кавитации может послужить и превышение определенной предельной температуры среды, ибо минимальное давление в потоке зависит от его температуры.

Результаты многих испытаний, проведенных с водой и другими жидкостями, указывают на связь ограничения расхода в регулирующих клапанах и других дроссельных устройствах с превышением критического перепада давления $(\Delta p_{кл}/p_1)_{кр}$, где $\Delta p_{кл\,кр}=p_1-p_{нас}$. Этот перепад во многом определяется геометрией клапана, причем каждому значению температуры среды на входе t_1 соответствует свой критический перепад давления. Так, для двухседельных регулирующих клапанов с профильным плунжером при температуре воды 20 °С $(\Delta p_{кл}/p_1)_{кр}=0{,}76$ [Л. 27].

Чтобы оценить границы бескавитационной работы регулирующих органов, возможность поддержания заданных расходных характеристик и пределов их изменения, а также надежность арматуры в целом, необходимо знать кавитационные характеристики клапанов. Отражением кавитационных свойств регулирующей арматуры в этом случае выступает безразмерное число кавитации σ, определяемое по формуле

$$\sigma=\frac{2(p_1-p_{кр})}{\rho W_у^2}, \tag{2-29}$$

где ρ — плотность жидкости; $W_у$ — средняя скорость во входном патрубке; $p_{кр}$ — критическое (минимальное) давление в потоке, соответствующее началу кавитации.

На величину $p_{кр}$ влияют следующие факторы: плотность и сжимаемость среды, присутствие в жидкости

растворенных газов и взвешенных частиц, поверхностное натяжение и давление насыщенных паров $p_{нас}$ при данной температуре. Установлено, что примерно до температуры 80 °С минимальное давление $p_{кр}$ значительно выше давления насыщенных паров $p_{нас}$ (по-видимому, вследствие выделения растворенного воздуха при понижении давления в дроссельном клапане); при температуре выше 80 °С $p_{кр}$ приближается к $p_{нас}$ [Л. 24]. Поэтому обычно в формуле (2-29) вместо $p_{кр}$ стоит $p_{нас}$.

Число кавитации σ тесно взаимосвязано с коэффициентом сопротивления регулирующего клапана $\zeta_{кл}$. Типичные их зависимости при различных степенях открытия показаны на рис. 2-2. В бескавитационном режиме

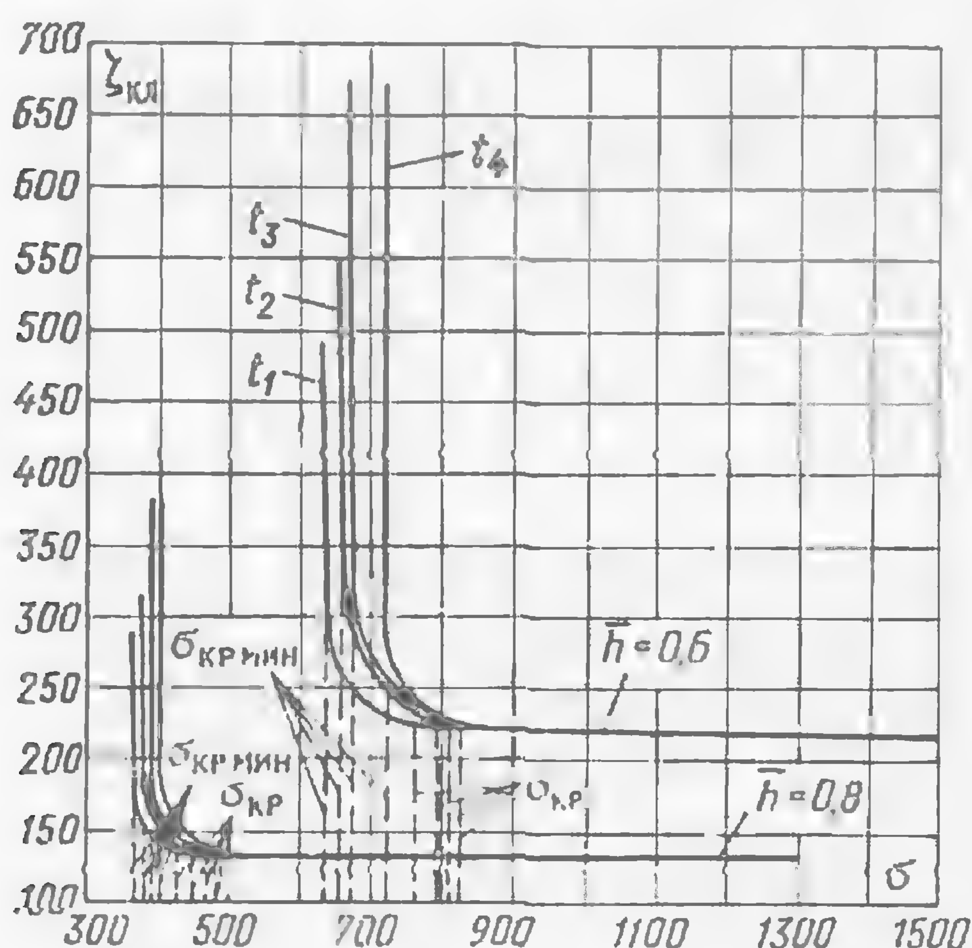


Рис. 2-2. Зависимость коэффициента сопротивления односедельного углового клапана от числа кавитации при различных степенях открытия (поток направлен на плунжер; $t_4>t_3>t_2>t_1$).

течения коэффициент сопротивления сохраняет практически постоянное значение. С началом кавитации происходит его резкое возрастание. Моменту возникновения кавитации соответствуют критическое число кавитации $\sigma_{кр}$ и предельно допустимая для бескавитационного течения скорость $W_{кав}$:

$$\sigma_{кр}=\frac{2(p_1-p_{кр})}{\rho W_{кав}^2}. \qquad (2\text{-}30)$$

Развитой кавитации с максимальным (критическим) потоком через регулирующий клапан соответствуют минимальное критическое число кавитации $\sigma_{кр.мин}$ и максимальная скорость потока $W_{кав\,макс}$:

$$\sigma_{кр.мин} = \frac{2(p_1 - p_{кр})}{\rho W^2_{кав.макс}}. \qquad (2\text{-}31)$$

Кавитация отсутствует, когда $\sigma > \sigma_{кр}$. Каждому положению хода регулирующего органа h соответствует определенное критическое число кавитации $\sigma_{кр}$, $\sigma_{кр.мин}$. По результатам кавитационных испытаний для каждого клапана можно установить зависимость $\sigma_{кр} = f(\zeta_{кл})$ и рассчитать величину предельно допустимой скорости бескавитационного течения потока $W_{доп}$:

$$W_{доп} \leqslant W_{кав} = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_{кр})}{\rho\sigma_{кр}}}. \qquad (2\text{-}32)$$

Для скоростей, не превышающих $W_{доп}$, потери давления подсчитываются по формуле $\Delta p_{кл} = \zeta_{кл}(\rho W^2)/2$, где $\zeta_{кл}$ — коэффициент сопротивления клапана при бескавитационном течении.

Прежде чем определить $\sigma_{кр} = f(\zeta_{кл})$, необходимо экспериментально установить зависимости $\zeta_{кл} = f(\sigma)$, которые позволяют оценить возможность возникновения кавитации в арматуре и других элементах трубопроводов. Особенно важно установить такие зависимости в условиях повышенных скоростей питательной воды в станционных трубопроводах. Метод проверки намного упрощается, если известны критические числа кавитации $\sigma_{кр}$ всех имеющихся в системе местных сопротивлений. Отсутствие кавитации обеспечивается при соблюдении условия

$$\frac{\sigma_{кр}\rho W^2}{2(p_1 - p_{кр})} < 1.$$

Ниже приведены значения $\sigma_{кр}$ для некоторых элементов трубопроводов [Л. 14].

Вентили проходные:	
обычные, крышка под 90°	20
обтекаемые, крышка под 90°	13
обтекаемые, крышка под 45°	3,3
Угловые вентили:	
обычные	6,0
обтекаемые	4,0

Задвижки:

с сужением прохода 100%	1,0
» » » 90%	1,5
» » » 80%	2,1
Колена:	
малый радиус	3,0
большой радиус	1,3
Тройники:	
поток на проходе	1,0
поток на ответвлении	7,5
Прямая труба постоянного диаметра	0,0

В ряде случаев критические числа кавитации могут быть рассчитаны по известным коэффициентам сопротивления. Например, для колен и отводов с $\zeta=0,5\div2,0$ имеется простое эмпирическое соотношение $\sigma_{кр}=2\zeta_у$ [Л. 30].

Итак, для обеспечения длительной и надежной работы клапанов необходимо устанавливать диапазон режимов бескавитационной работы, для чего должны быть известны критические числа кавитации при различных степенях открытия клапана.

2-6. Зависимость скорости потока от профиля канала

При расчете дроссельно-регулирующих органов, предназначенных для работы на несжимаемой жидкости, важно помнить, что между профилем канала и скоростью жидкости существует зависимость $fW=\text{const}$, вытекающая из уравнения неразрывности $Gv=fW$ при $v=$ $=\text{const}$, т. е. сужению канала соответствует увеличение скорости, а расширению канала — уменьшение скорости. Профиль канала для потока несжимаемой жидкости может иметь любую конфигурацию. Практически его выбирают из условия обеспечения минимальных гидравлических потерь.

Можно установить также профиль канала в зависимости от изменения давления в потоке через взаимосвязь скорости и давления в потоке согласно уравнению (2-6):

$$W=\sqrt{2\,\frac{p_0-p_{ст}}{\rho}}=\sqrt{2\,\frac{p_{ск}}{\rho}}. \qquad (2\text{-}33)$$

В расчетах дроссельно-регулирующих органов, работающих на газообразных сжимаемых средах, следует учитывать, что при сохранении массы среды постоянной объем ее по мере возрастания скорости увеличивается.

Это обстоятельство несколько усложняет расчетные зависимости и для понимания их особенностей рассмотрим зависимости для скорости и расхода сжимаемой жидкости.

Для адиабатического процесса, с которым наиболее часто приходится сталкиваться в расчетах, уравнение энергии для потока сжимаемой жидкости по аналогии с уравнением Бернулли можно выразить следующими зависимостями [Л. 19]:

$$\frac{p}{\rho}+\frac{W^2}{2}+\frac{RT}{k-1}=\text{const}; \qquad (2\text{-}34)$$

$$\frac{W^2}{2}+\frac{k}{k-1}\frac{p}{\rho}=\text{const}; \qquad (2\text{-}35)$$

$$\frac{W^2}{2}+\frac{k}{k-1}RT=\text{const}; \qquad (2\text{-}36)$$

$$\frac{W^2}{2}+i=\text{const}; \qquad (2\text{-}37)$$

$$\frac{W^2}{2}+\frac{a^2}{k-1}=\text{const}, \qquad (2\text{-}38)$$

где a — скорость распространения звука, м/с,

$$a=\sqrt{k\frac{p}{\rho}}. \qquad (2\text{-}39)$$

Уравнения (2-34) и (2-36) отражают зависимость температуры среды от скорости потока, что объясняет, например, явление переохлаждения перегретого пара при его истечении с высокой скоростью. Влияние давления на плотность (удельный объем) сжимаемой жидкости выражено уравнением (2-35).

Из этих уравнений нетрудно установить, что профиль канала при течении сжимаемой жидкости, определяемый соотношением $f=Gv/W$, является функцией двух величин — изменения удельного объема v (плотности ρ) и скорости среды W вдоль канала. При этом профиль канала зависит также от величины показателя адиабаты k.

Скорость в любом сечении канала можно выразить без учета потерь на трение соответственно через давление и энтальпию [Л. 31]:

$$W=\sqrt{W_1^2+2\frac{k}{k-1}\frac{p_1}{\rho_1}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}; \qquad (2\text{-}40)$$

$$W=\sqrt{W_1^2+8378(i_1-i_2)}, \qquad (2\text{-}41)$$

где i_1, i_2 — соответственно энтальпия среды на входе в канал и на выходе, ккал/кг; W_1 — начальная скорость потока, м/с.

Если известна геометрия канала, более удобно пользоваться другой формулой [Л. 31]:

$$W=\frac{1}{\sqrt{1-m^2\beta^{2/k}}}\sqrt{2\frac{k}{k-1}\frac{p_1}{\rho_1}\left(1-\beta^{\frac{k-1}{k}}\right)}, \qquad (2\text{-}42)$$

где $\beta=p_2/p_1$ — отношение давлений.

В тех случаях, когда начальной скоростью W_1 можно пренебречь из-за относительно малой величины кинетической энергии пара (газа) на входе, т. е. при $W_1=0$ или $m=0$, выражения (2-40) и (2-41) упрощаются и принимают вид:

$$W_{m=0}=\sqrt{2\frac{k}{k-1}\frac{p_1}{\rho_1}\left(1-\beta^{\frac{k-1}{k}}\right)}; \qquad (2\text{-}43)$$

$$W_{m=0}=91{,}53\sqrt{i_1-i_2}. \qquad (2\text{-}44)$$

Качественная зависимость скорости истечения газообразной среды из сопла от отношения давлений β, описываемая уравнением (2-43), графически представлена на рис. 2-3. Видно, что при критическом отношении давлений

$$\beta_{кр}=\frac{p_{кр}}{p_1}=\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}, \qquad (2\text{-}45)$$

равном примерно 0,5, кривая скорости имеет перегиб. Этой точке соответствует критическая скорость $W_{кр}$, равная скорости распространения звука a в данной среде ($m=0$):

$$W_{кр}=a=\sqrt{k\frac{p_{кр}}{\rho_{кр}}}; \qquad (2\text{-}46)$$

$$W_{кр}=a=\sqrt{2\frac{k}{k+1}\frac{p_1}{\rho_1}}. \qquad (2\text{-}47)$$

Формула (2-47) более удобна для вычисления $W_{кр}$, так как в нее входят параметры среды перед соплом, которые обычно задаются. Для пользования формулой (2-46) необходимо предварительно определять значения $p_{кр}$ и $\rho_{кр}$ по величине $\beta_{кр}$. Критическое отношение давлений $\beta_{кр}$ можно найти по графику на рис. 2-4. Для кон-

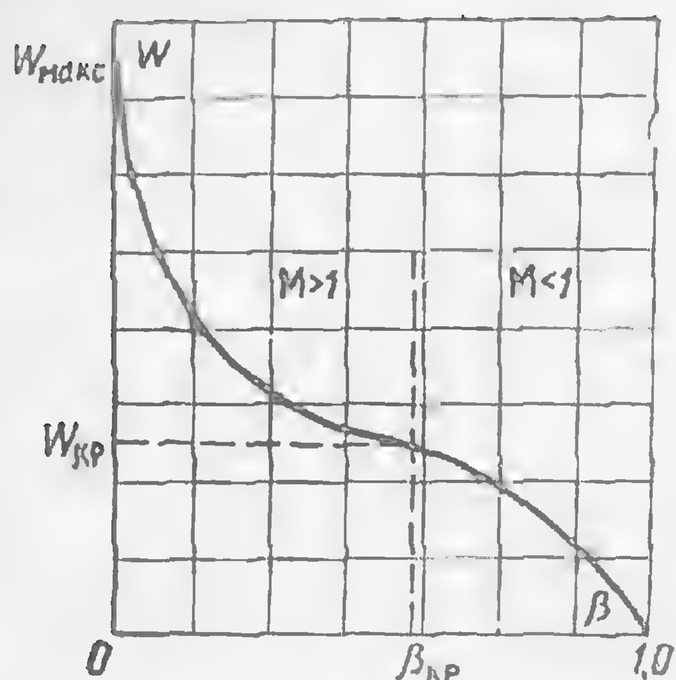


Рис 2-3. Зависимость между скоростью потока газа (пара) и отношением давлений β.

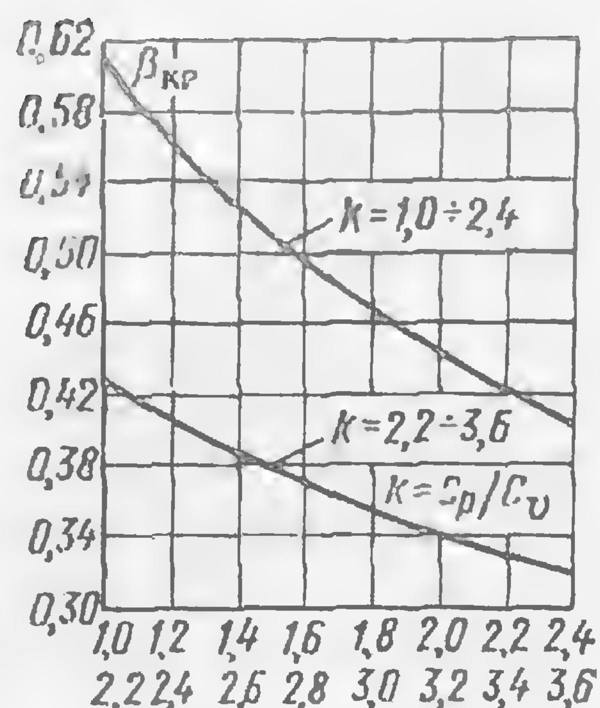


Рис. 2-4. Зависимость критического отношения давлений при истечении газообразной среды от отношения удельных теплоемкостей среды.

кретных сред общая формула критической скорости (2-47) упрощается и, в частности, для перегретого пара ($k=1,3$) принимает вид

$$W_{кр}=1,06\sqrt{p_1 v_1}.$$

Критическая скорость разграничивает области докритического и сверхкритического течения, определяющие профиль канала. При $W<a$ ($M<1$) увеличению скорости соответствует сужение канала (аналогично течению несжимаемой жидкости). При $W>a$ ($M>1$) возрастание скорости связано с расширением канала. Значению $W=a$ ($M=1$) соответствует минимальное проходное сечение (критическое сечение $f_{кр}$).

Подобно тому, как скорость течения несжимаемой жидкости ограничивается предельной скоростью $W_{пред}$ [формула (2-28)], так и скорость течения сжимаемой среды при адиабатическом процессе не может превысить некоторой максимальной скорости, которая, как видно из уравнений (2-34) — (2-38), соответствует условиям $p=0$ ($\beta=0$), $T=0$, $i=0$, $a=0$. При этих условиях потенциальная энергия потока полностью переходит в кинетическую, и в этом случае теоретическая максимальная скорость выражается уравнением

$$W_{макс}=\sqrt{2\frac{k}{k-1}\frac{p_0}{\rho_0}}, \qquad (2\text{-}48)$$

или

$$W_{макс}=91,53\sqrt{i_0}. \qquad (2\text{-}49)$$

Для реальных газов и паров вследствие различного рода потерь энергии действительные максимальные скорости меньше определяемых по соотношениям (2-48) и (2-49).

Скорость распространения звука a также ограничена некоторым предельным значением a_0, которое имеет место для покоящейся среды ($W=0$), и определяется из уравнения (2-38):

$$a_0 = \sqrt{a^2 + \frac{W^2}{2(k-1)}}. \qquad (2\text{-}50)$$

Приведенные выше зависимости для сопла не отражают влияния начальной скорости W_1, учитываемой геометрическим соотношением $m = f_{кр}/F_1$ (для клапана $f_{кр} = f_{кл\,кр}$ и $F_1 = F_у$). Другими словами, предполагается, что истечение происходит из резервуара большой емкости, поперечное сечение которого F_1 неизмеримо превосходит минимальное (критическое) сечение сопла $f_{кр}$, т. е. $m=0$. С учетом же степени сужения, как более общего случая, значение критического отношения давлений можно рассчитать по формуле [Л. 31]

$$\beta_{кр} = \left(\frac{W_1}{mW_{кр}}\right)^k, \qquad (2\text{-}51)$$

где W_1 — скорость на входе, при которой в критическом сечении сопла достигается скорость звука. Графически зависимость $\beta_{кр} = f(m)$ представлена на рис. 2-5.

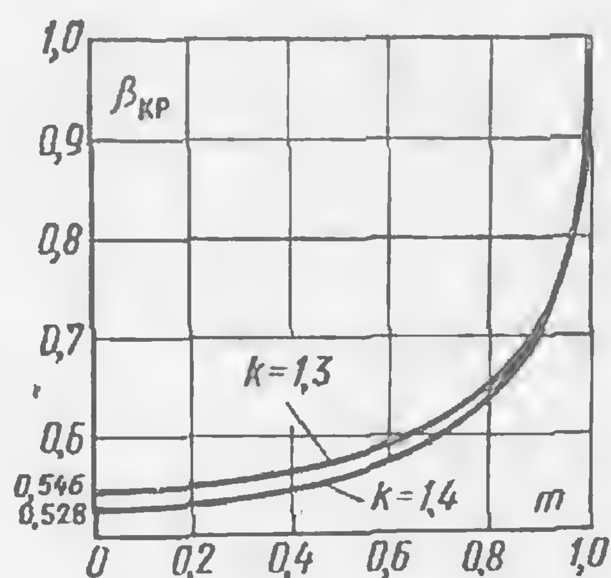


Рис 2-5 Зависимость критического отношения давлений от степени сужения сопла и показателя адиабаты

Описанные выше зависимости справедливы для процесса адиабатического истечения и не учитывают наличие теплообмена и потерь на трение при течении реальных (вязких) сред. Влияние этих факторов, например, на действительный теплоперепад отражается зависимостью

$$i_1 - i_2 = (1 - \zeta_{пот})\,[W_1^2 + 8378\,(i_1^{\circ} - i'_2)]. \qquad (2\text{-}52)$$

При $W_1=0$ зависимость упрощается и принимает вид:

$$i_1 - i_2 = (1 - \zeta_{пот})\,8378\,(i_1 - i'_2), \qquad (2\text{-}53)$$

где i_1 и i'_2 — соответственно энтальпия в начальной и конечной точках теоретического процесса; i_2 — энтальпия

в конечной точке реального процесса и $\zeta_{пот}$ — коэффициент потерь, определяемый опытным путем.

Исследованиями дроссельных паровых клапанов установлено, что потери на трение при расширении пара составляют примерно 30% располагаемого адиабатического теплоперепада, т. е. $\zeta_{пот}=0,3$ [Л. 32]. Вследствие возрастания энтропии процесс протекает по политропе с показателем политропы, который при названной величине потери оказывается равным $n=1,19$. В этом случае критическое отношение давлений равно:

$$\beta_{кр}=\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{кр}=\left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n}{n-1}}=0,57.$$

Скорость пара с учетом потерь на трение при сверхкритическом дросселировании определяется формулой

$$W=\sqrt{2\frac{n-1}{n+1}\frac{k}{k-1}p_1v_1}. \qquad (2\text{-}54)$$

При докритическом дросселировании скорость определяется из соотношения

$$W=\sqrt{2\frac{k}{k-1}p_1v_1\left(1-\beta^{\frac{n-1}{n}}\right)}. \qquad (2\text{-}55)$$

Наряду с уравнениями газовой динамики в расчетной практике используются и безразмерные функции скорости, давления и расхода, представленные в виде табличных данных. Так, в справочнике [Л. 33] приведены таблицы величин газодинамических функций в широком диапазоне значений показателя адиабаты $k=1,05\div1,70$, охватывающем большинство реальных газов в пределах изменения приведенной скорости $\lambda=W/W_{кр}$ от 0,01 до 1,8.

Кроме того, для расчетов часто используются диаграммы состояния в координатах $T—s$, $i—s$, $i—T$ и $i—\lg p$. При этом конкретный вид диаграмм не имеет принципиального значения, так как они содержат одни и те же данные. Одним из достоинств диаграмм является наглядность определения по ним состояний среды на входе в клапан и на выходе из него.

Касаясь упрощенных методов расчета, следует заметить, что в ряде случаев вполне приемлемым для определения, например, давления в потоке газа (пара) может оказаться более простое уравнение Бернулли. Чтобы установить пределы применимости уравнения, необходимо оценить погрешность, которую оно вносит в расчет. Погрешность может быть найдена путем сопоставления давлений в потоках сжимаемой и несжимаемой жидкостей при одинаковых скоростях и начальном давлении p_0. Для несжимаемой жидкости согласно уравнению (2-6) давление в потоке равно $p_{несж}=p_0-\rho W^2/2$. С учетом уравнения (2-28) его можно записать:

$$p_{несж}=p_0\left(1-\frac{W^2}{W^2_{пред}}\right). \tag{2-56}$$

Для сжимаемой жидкости давление в потоке в зависимости от скорости подчиняется уравнению

$$p_{сж}=p_0\left(1-\frac{W^2}{W^2_{макс}}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \tag{2-57}$$

Указанные зависимости (2-56) и (2-57) графически представлены на рис. 2-6.

Погрешность при определении давления по формуле для несжимаемой жидкости составляет [Л. 19]:

$$\varepsilon_p=\frac{|\Delta p|}{\frac{\rho W^2}{2}}=\frac{|p_{несж}-p_{сж}|}{\frac{\rho W^2}{2}}=\frac{1}{4}M^2+\frac{2-k}{24}M^4+\dots$$

Как видно, степень точности вычисления давления возрастает с уменьшением числа M. Величину относительной погрешности принимают равной $\varepsilon_p=M^2/4$. Допустимая в расчетах погрешность около 1% имеет место при $M=0{,}2$. На рис. 2-6 видно, что при малых значениях кривые давления для несжимаемой и сжимаемой жидкостей почти совпадают. При этом ошибка в определении скорости составляет около 0,5%.

Практически газообразную среду можно рассматривать как несжимаемую жидкость при относительных перепадах давления $\Delta p/p_1<0{,}1$. Погрешность при расчете пропускной способности клапанов на такой среде по формулам (2-21) или (2-22) составляет не более 5—6% [Л. 34].

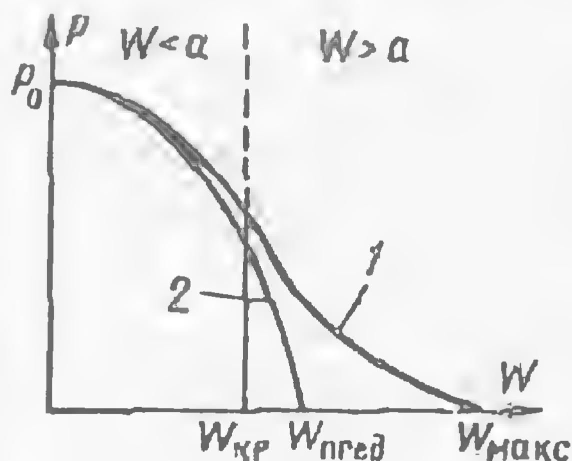


Рис. 2-6. Зависимость давления от скорости.

1 — сжимаемая жидкость; 2 — несжимаемая жидкость. $p_{сж}>p_{несж}$

2-7. Составляющие уравнения расхода газообразной среды. Предельный расход. Критическое отношение давлений

В основе гидравлических расчетов дроссельно-регулирующих органов лежит уравнение расхода несжимаемой жидкости (2-22). По этой же формуле может быть подсчитан расход газообразной среды, но при этом необходимо учитывать расширение среды в процессе дросселирования. Учет этого фактора дает более общую формулу (2-24), которая отличается от (2-22) коэффициентом расширения ε.

Для понимания содержания коэффициента расширения рассмотрим уравнение расхода сжимаемой среды через сужение f, выведенное на основании уравнений для скорости (2-42) и плотности (2-4):

$$G=\frac{Wf}{v}=f\frac{1}{\sqrt{1-m^2\beta^{2/k}}}\times$$
$$\times\sqrt{2\frac{k}{k-1}p_1\rho_1\left(\beta^{\frac{2}{k}}-\beta^{\frac{k+1}{k}}\right)}. \qquad (2\text{-}58)$$

Представим это выражение в виде нескольких множителей [Л. 26]:

$$G=\frac{1}{\sqrt{1-m^2}}\times$$
$$\times\sqrt{\frac{1-m^2}{1-m^2\beta^{2/k}}\frac{1}{1-\beta}\frac{k}{k-1}\left(\beta^{\frac{2}{k}}-\beta^{\frac{k+1}{k}}\right)}\times$$
$$\times f\sqrt{2(p_1-p_2)\rho}.$$

Сопоставим его с уравнением (2-24), согласно которому $G=\mu_c\varepsilon f\sqrt{2\Delta p\rho}$. Как видно, первый множитель $1/\sqrt{1-m^2}$ есть коэффициент расхода сужения μ_c при течении без потерь.

Второй множитель представляет собой коэффициент расширения сжимаемой среды:

$$\varepsilon=\sqrt{\frac{1-m^2}{1-m^2\beta^{2/k}}\frac{1}{1-\beta}\frac{k}{k-1}\left(\beta^{\frac{2}{k}}-\beta^{\frac{k+1}{k}}\right)}. \qquad (2\text{-}59)$$

Величина его зависит от степени сужения, показателя адиабаты и главным образом от отношения давлений p_2/p_1 (или $\Delta p/p_1$), т. е. $\varepsilon=f(\Delta p/p_1, m, k)$. Как показывает практика, коэффициент зависит также от конструкции дроссельного устройства.

Расход газообразной среды через сужение в дроссельно-регулирующем органе часто определяют по упрощенным выражениям (p_1—Н/м²; v—кг/м³)

$$G = \mu_c f \psi \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} = f\psi' \sqrt{2\frac{p_1}{v_1}}, \qquad (2\text{-}60)$$

где

$$\psi = \sqrt{\frac{1 - m^2}{1 - m^2\beta^{2/k}}} \sqrt{2\frac{k}{k-1}\left(\beta^{\frac{2}{k}} - \beta^{\frac{k+1}{k}}\right)}. \qquad (2\text{-}61)$$

При этом $\psi = \psi'\sqrt{2}$, $\mu_c = \varepsilon\sqrt{2}\sqrt{1-\beta}$. Свойствами функции ψ определяется характер зависимости между расходом и состоянием потока газообразной среды. При $m = 0$, т. е. когда $\mu_c = 1$, зависимость (2-61) упрощается:

$$\psi_{m=0} = \sqrt{2\frac{k}{k-1}\left(\beta^{\frac{2}{k}} - \beta^{\frac{k+1}{k}}\right)}. \qquad (2\text{-}62)$$

Массовый расход зависит от отношения давления за клапаном p_2 к давлению среды перед клапаном p_1, т. е. от β. Установлено, что с уменьшением β расход возрастает и по достижении определенного (критического) значения $\beta = \beta_{кр}$ имеет максимальное значение $G_{макс}$. При дальнейшем уменьшении $\beta < \beta_{кр}$ расход остается постоянным (рис. 2-7). В узком сечении канала при этом устанавливается критическое давление $p_{кр} = \beta_{кр} p_1$, а скорость потока достигает своего максимального (критического) значения, равного скорости звука в данной среде (2-47). Когда $\beta = \beta_{кр}$, функция при $m = 0$ достигает максимального значения, определяемого соотношением

$$\psi_{макс} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{2\frac{k}{k+1}}. \qquad (2\text{-}63)$$

Значения $\psi_{макс}$ для перегретого пара и воздуха при истечении из сопла с различными степенями сужения показаны на графике рис. 2-8. Дальнейшее уменьшение величины β приводит к тому, что за критическим сечением скорости потока возрастают до сверхкритических (см. рис. 2-3), коэффициент ψ при этом понижается (см. рис. 2-7).

Итак, в общем виде массовый расход газообразной среды при $\beta > \beta_{кр}$ рассчитывается по формуле (2-58). Максимальный массовый расход при $\beta \leqslant \beta_{кр}$ выражается формулой

$$G_{макс} = \frac{f}{\sqrt{1 - m^2\beta^{2/k}}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{2\frac{k}{k+1}\frac{p_1}{v_1}}. \qquad (2\text{-}64)$$

Как видно из формул (2-58) и (2-64), расход при $\beta_{кр} < 0{,}5$ и постоянных параметрах газообразной среды

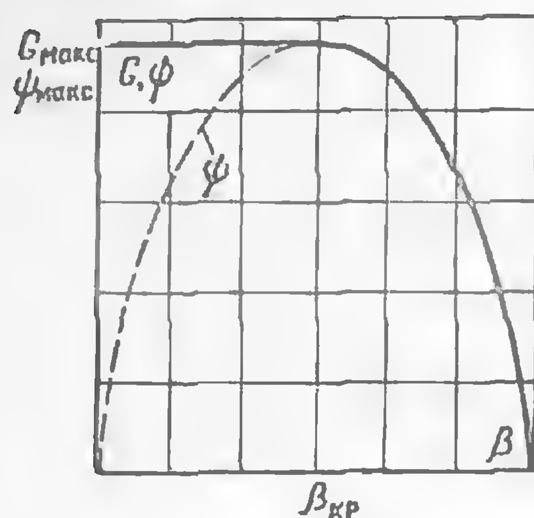


Рис. 2-7. Зависимость расхода через сопло и коэффициента ψ от отношения давлений β.

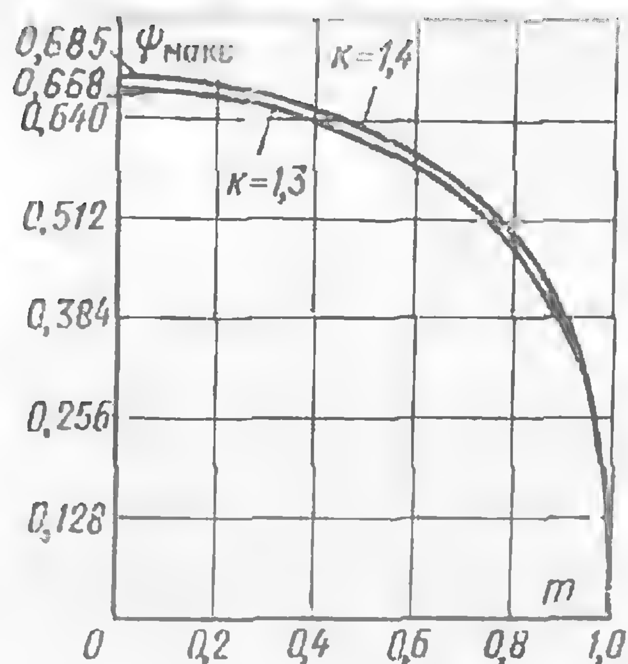


Рис. 2-8. Зависимость коэффициента $\psi_{макс}$ от степени сужения сопла и показателя адиабаты.

перед клапаном зависит только от площади проходного сечения, а при $\beta>0,5$ еще и от отношения давлений. Численные максимальные значения коэффициентов ψ и ψ' и выражения для критической скорости и максимального расхода при $m=0$ в зависимости от рода протекающей через дроссельное устройство среды приведены в табл. 2-6.

Из-за отсутствия полноты опытных данных по величине $\beta_{кр}$ для различных конструкций дроссельных клапанов в расчетах принимают либо значения $\beta_{кр}$, соответ-

Таблица 2-6

Критические характеристики течения газообразной среды через сопло при $m=0$

Протекающая среда	k	$\beta_{кр}$	$\psi'_{макс}$	$\psi_{макс}$	$W_{кр}$, м/с	$G_{макс}$, кг/с
Насыщенный водяной пар	1,135	0,577	0,4494	0,635	$1,03\sqrt{p_1 v_1}$	$0,635f\sqrt{p_1 v_1}$
Перегретый водяной пар и трехатомные газы	1,30	0,546	0,4731	0,668	$1,06\sqrt{p_1 v_1}$	$0,668f\sqrt{p_1 v_1}$
Двухатомные газы (воздух)	1,40	0,528	0,4854	0,685	$1,08\sqrt{p_1 v_1}$	$0,685f\sqrt{p_1 v_1}$
Одноатомные газы	1,667	0,498	0,5134	0,725	$1,12\sqrt{p_1 v_1}$	$0,725f\sqrt{p_1 v_1}$

Примечание. Давление p_1 — Н/м²; удельный объем v_1 — м³/кг; площадь проходного сечения f — м².

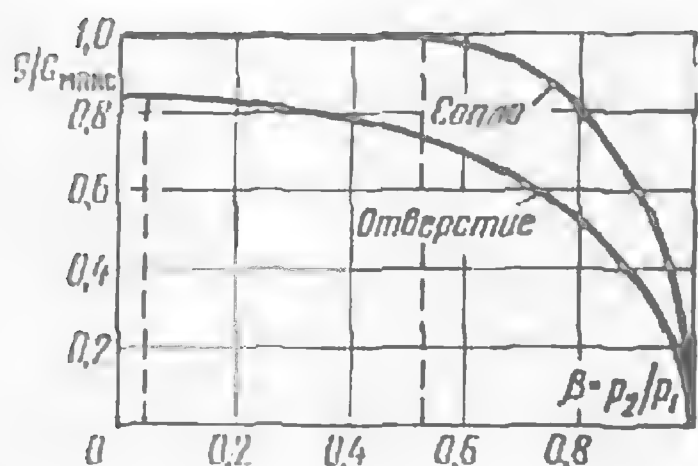


Рис. 2-9 Зависимость расхода газообразной среды ($k=1,4$) через сопло и отверстие с острой кромкой при одинаковых проходных сечениях от отношения давлений.

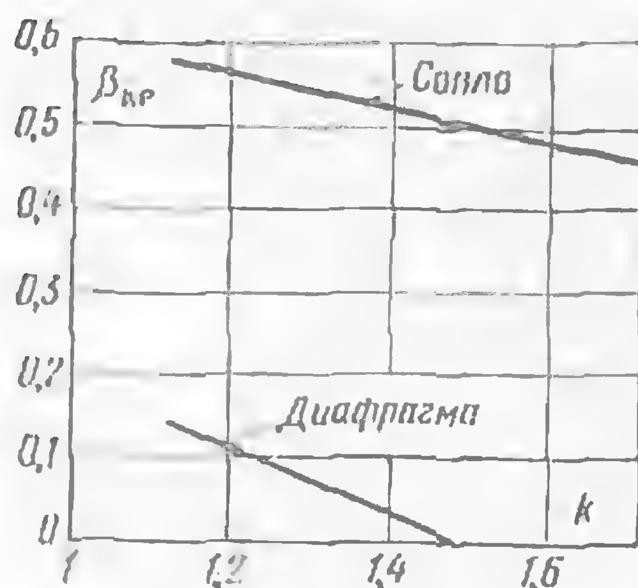


Рис. 2-10. Зависимость критического отношения давлений от показателя адиабаты для сопла и диафрагмы.

ствующие адиабатическому истечению газообразной среды через сопло при $m=0$ ($\mu=1$) и рассчитываемые по формуле (2-45), либо значения $\beta_{кр}$ для отверстий с острыми кромками. Максимальный расход для отверстий с острой кромкой достигается при более низких значениях $\beta_{кр}$, чем для суживающегося сопла (рис. 2-9). Значения критических отношений давлений и коэффициентов расхода для отверстий различной формы по отношению к соплу приведены в табл. 2-7 [Л. 35].

В дроссельно-регулирующих клапанах картина течения среды усложнена тем, что профиль канала обычно отличается как от сопла, так и от диафрагмы. Поэтому каждой конструкции клапана соответствует определенное значение критического отношения давлений, причем для большинства конструкций скорость на выходе не может превысить сверхзвуковой скорости и, следовательно, при $\beta<\beta_{кр}$ коэффициент ψ сохраняет постоянное максимальное значение (рис. 2-7). По данным экспериментов [Л. 36] регулирующие клапаны имеют средние значения $\beta_{кр}=0,48\div0,49$. Если конкретный клапан рассчитан на определенную среду с известным $\beta_{кр}$, то при его использовании на другой газообразной среде следует производить пересчет $\beta_{кр}$ по формуле

$$\beta^{I}_{кр.кл}=\beta^{II}_{кр.кл}\,\frac{\beta^{I}_{кр.сопла}}{\beta^{II}_{кр.сопла}}. \qquad (2\text{-}65)$$

Таблица 2-7

Влияние формы отверстия на критическое отношение давлений и коэффициент расхода

Форма отверстия	Критическое отношение $\beta_{кр}$		Коэффициент расхода $\mu_{отв}$	
	Воздух	*Водяной пар* (перегретый)	Воздух	*Водяной пар* (перегретый)
$\frac{b}{a}=0,3$	0,037	0,13	0,85	—
$\frac{b}{a}=1$	0,18	0,27	0,88	—
$\frac{b}{a}=2$	—	—	0,90	—
$\frac{b}{a}=1,5$	0,47	—	0,92	—
$\frac{b}{a}=1$	0,528	0,546	0,99	0,985

В этом соотношении заложено допущение [Л. 37], что влияние показателя адиабаты k на $\beta_{кр}$ для различных проходных сечений (от сопла до диафрагмы) одинаково (рис. 2-10), поскольку зависимости $\beta_{кр}=f(k)$ практически эквидистантны. Они располагаются для клапанов между соответствующими кривыми для сопл и диафрагм

Чтобы получить меньшую погрешность в расчетах с малыми перепадами давления, необходимо отношение давлений p_2/p_1 заменять относительным перепадом давления $\Delta p/p_1$. Как видно, если в уравнение расхода (2-60) подставить значение давления перед клапаном p_1, выраженное через перепад давления $\Delta p_{кл}$, т. е. $p_1=\Delta p_{кл}/(1-p_2/p_1)$, то получим уже известное ранее уравнение (2-24)

Входящий в расчетные формулы показатель адиабаты k, определяемый как отношение c_p/c_v и принимаемый постоянным для конкретной газообразной среды, фактически является величиной переменной. Для идеальных газов k зависит от температуры, для реальных газов — и от давления, т. е. $k\neq c_p/c_v$. Например, при дросселировании перегретого пара возможен его переход через состояние насыщения с последующим увлажнением. Такой переход сопровождается скачкообразным изменением величины k. При известных зависимостях k от состояния среды по потоку в расчетные формулы следовало бы подставлять значение k, равное среднеарифметическому значению показателей адиабат для состояний газа перед клапаном и за ним. Однако из-за недостатка опытных данных в настоящее время k принимается постоянным. В этой связи формулы для определения скорости (2-41) и (2-44), в которые значения адиабаты не входят, являются более предпочтительными для расчета

Глава третья

РАСЧЕТ И ВЫБОР ДРОССЕЛЬНО-РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНОВ

3-1. Пропускная способность клапанов при работе на однофазных средах

Под пропускной способностью клапана понимается максимальный объем жидкой или газообразной среды, который может пропустить полностью открытый клапан в единицу времени. Пропускная способность зависит от многих факторов, в том числе от величины перепада давления на клапане, от рода среды, ее вязкости, плотности, а также от конструкции и размеров клапана, обусловливающих значение коэффициента расхода. Минимальным сопротивлением или максимальным коэффициентом расхода и, следовательно, наибольшей пропускной

способностью обладают клапаны, проточная часть которых по профилю приближается к трубе Вентури.

Определение пропускной способности регулирующих клапанов при том разнообразии рабочих условий, которые имеют место на электростанциях, представляет известные трудности. В общем случае расчет клапана сводится либо к определению по заданной пропускной способности необходимого условного прохода $D_у$ из ряда имеющихся типоразмеров, либо к определению величины и профиля проходного сечения клапана $f_{кл}$. Для таких расчетов, кроме соответствующих расчетных формул, требуется знание некоторых исходных данных: коэффициентов расхода, сопротивления, числа кавитации и др., которые, как правило, нельзя получить аналитически. Выбор типоразмера клапана только по условному диаметру трубопровода является неточным. Если расчет искомого типоразмера арматуры затруднен из-за отсутствия необходимых данных, то можно руководствоваться эмпирическим правилом: отношение площади прохода в клапане $f_{кл}$ к площади условного прохода $F_у$ должно быть не более 0,6—0,7, т. е. $m \leqslant 0{,}7$. При превышении этой величины работа клапана как регулирующего органа неэффективна.

Расчетные формулы для определения пропускной способности клапанов, работающих на несжимаемой жидкости и газообразной среде (табл. 3-1), основаны на уравнениях истечения через отверстие с острой кромкой для жидкости и из сопла для пара и газа. Практика подтвердила достаточно высокую точность совпадения расчетных результатов с действительными.

Расчет клапанов значительно упрощается при использовании коэффициентов пропускной способности K_v или C_v в зарубежной практике и K — в отечественной. Впервые понятие этого коэффициента, принятого в качестве универсального метода определения пропускной способности клапана, было введено в 1944 г. Оно позволило выработать единообразный подход к оценке пригодности клапана для конкретных условий эксплуатации. С введением указанных коэффициентов были разработаны формулы для определения условных диаметров $D_у$ регулирующих клапанов. С их помощью все данные по расходу газа, пара или жидкости могут быть выражены в виде эквивалентного коэффициента пропускной способности (K_v, C_v, K).

Таблица 3-1

Основные расчетные формулы пропускной способности дроссельно-регулирующей арматуры

Формула	Номер формулы	Обозначения и единицы измерения величин
Жидкость		
$G = 5{,}09 \cdot 10^{-4} \mu_{кл} f_{кл} \sqrt{\Delta p'_{кл} \rho_1}$	(3-1)	$f_{кл}$, см²; ρ_1, кг/м³
$G = 1{,}61 \cdot 10^{-2} \mu_{кл} f_{кл} \sqrt{\Delta p'_{кл} \rho_1}$	(3-2)	$f_{кл}$, см²; ρ_1, т/м³
$G = 1{,}61 \cdot 10^{-4} \mu_{кл} f_{кл} \sqrt{\Delta p'_{кл} \rho_1}$	(3-3)	$f_{кл}$, мм²; ρ_1, т/м³
$G = 1{,}01 \cdot 10^{-4} K \sqrt{\Delta p'_{кл} \rho_1}$	(3-4)	ρ_1, кг/м³
$G = 0{,}321 \cdot 10^{-4} K \sqrt{\Delta p'_{кл} \rho_1}$	(2-26)	ρ_1, т/м³
Газы и пар при $\beta > \beta_{кр}$:		
$G = 5{,}09 \cdot 10^{-4} \mu_{кл} f_{кл} \sqrt{\frac{k}{k-1} \frac{p'_1}{v_1} \left(\beta^{\frac{2}{k}} - \beta^{\frac{k+1}{k}} \right)}$	(3-5)	$f_{кл}$, см²; v_1, м³/кг
$G = 5{,}09 \cdot 10^{-4} \mu_{кл} f_{кл} \psi'_{m=0} \sqrt{\frac{p'_1}{v_1}}$	(3-6)	То же
$G = 1{,}01 \cdot 10^{-4} K \psi'_{m=0} \sqrt{\frac{p'_1}{v_1}}$	(3-7)	» »
при $\beta \leqslant \beta_{кр}$:		
$G_{макс} = 5{,}01 \cdot 10^{-4} \mu_{кл} f_{кл} \sqrt{\frac{k}{k-1} \left(\frac{2}{k+1} \right) \frac{p'_1}{v_1}}$	(3-8)	» »
$G_{макс} = 5{,}00 \cdot 10^{-4} \mu_{кл} f_{кл} \psi'_{макс} \sqrt{\frac{p'_1}{v_1}}$	(3-9)	» »
$G_{макс} = 1{,}01 \cdot 10^{-4} K \psi'_{макс} \sqrt{\frac{p'_1}{v_1}}$	(3-10)	» »
Сухой насыщенный пар ($k = 1{,}135$):		
$G = 2{,}29 \cdot 10^{-4} \mu_{кл} f_{кл} q \sqrt{\frac{p'_1}{v_1}}$	(3-11)	» »
Перегретый пар ($k = 1{,}30$):		q — приведенный расход [Л. 33]
$G = 2{,}4 \cdot 10^{-4} \mu_{кл} f_{кл} q \sqrt{\frac{p'_1}{v_1}}$	(3-12)	То же
Газы и пар ($\beta > \beta_{кр}$):		
$G = 0{,}50 \mu_{кл} f_{кл} \varepsilon \sqrt{\Delta p'_{кл} \rho_1}$	(3-13)	$f_{кл}$, см²; ρ_1, кг/м³
$G = 0{,}50$[illegible] $\frac{F_y}{\sqrt{\zeta_{кл}}} \varepsilon \sqrt{\Delta p'_{кл} \rho_1}$	(3-14)	То же
$G = 0{,}101 K \varepsilon \sqrt{\Delta p'_{кл} \rho_1}$	(3-15)	» »

Примечания. 1. Единица измерения $\Delta p'_{кл}$ и p'_1 — Н/м².
2. Расход G везде в т/ч, а в формулах (3-13) — (3-15) — в кг/ч.
3. В формуле (3-13) — (3-15) при $\beta \leqslant \beta_{кр}$ следует подставлять $\varepsilon_{кр}$ и $\Delta p_{кр}$.

Величина K_v по DIN 3260 представляет собой расход воды через клапан при 20° С и перепаде на нем 1 кгс/см², т. е. $K_v = Q\sqrt{\Delta p/\rho}$, где расход Q выражен в м³/ч, а $\rho = 1$.

Коэффициент K, принятый в отечественной практике, определяет массовый расход среды с плотностью 1 т/м³ при перепаде давления на клапане 1 кгс/см². Он связан с коэффициентом расхода $\mu_{кл}$ и площадью проходного сечения $f_{кл}$, см², и с коэффициентом сопротивления клапана $\zeta_{кл}$ соотношением (2-27). Численно K_v равняется K. С коэффициентом C_v они связаны соотношениями $C_v = 1{,}17K_v = 1{,}17K$ и $K = K_v = 0{,}86C_v$.

Эти соотношения позволяют производить пересчет неметрических единиц, применяемых в Англии и США, в метрическую систему единиц и наоборот.

В каталогах и справочниках по арматуре приводятся экспериментальные значения K, C_v, $\mu_{кл}$ или $\zeta_{кл}$ в основном для положения полного открытия клапана. Иногда дается их изменение для всего хода плунжера. Величина K (K_v, C_v) обычно определяется так. Измеряется расход воды при двух или нескольких значениях перепадов давления на клапане и одном и том же положении плунжера. Затем делением этого расхода на корень квадратный из измеренного перепада давления подсчитывается расход при перепаде давления $\Delta p = 1$.

Наличие значения K позволяет решать двоякого рода задачи: можно по заданной пропускной способности установить требуемый типоразмер клапана путем сравнения расчетной величины K с табличными значениями для ряда типоразмеров или для имеющегося клапана определить его максимальную пропускную способность и диапазон регулирования.

При расчете клапанов по коэффициентам пропускной способности необходимо учитывать реальные рабочие условия. Точный выбор размеров клапана возможен только тогда, когда применяемые коэффициенты получены в условиях, аналогичных тем, в которых будет работать клапан. При оценке точности расчетов следует помнить об ограничениях применимости некоторых уравнений. Так, основное уравнение (2-22) выведено для потока жидкости, имеющего температуру, намного меньшую температуры насыщения, и для одинаковых проходов на входе и выходе ($D_{y1} = D_{y2}$). Таблицы со значениями $K(C_v)$, а также номограммы и специальные расчетные линейки, разработанные изготовителями арматуры, позволяют достаточно просто подбирать наиболее подходящий типоразмер клапана.

В целях унификации расчетных формул и данных испытаний Институтом по вопросам регулирования гидравлических и пневматических процессов (FCI) * в 1958 г. был разработан стандарт на единый метод проведения испытаний по определению пропускной способности регулирующих клапанов. В 1962 г. этим же институтом были предложены формулы (табл. 3-2) для определения условных проходов клапанов D_y на основании коэффициента пропускной способности C_v [Л. 38].

---

* FCI — Fluid Controls Institute, США.

Таблица 3-2

Формулы для определения коэффициента пропускной способности регулирующих клапанов C_v (по рекомендации FCI)

Формула	№ формулы	Обозначение и единицы измерения	Наименование величины
Жидкость, $\nu < 20$ сСт:			
$C_v = 1{,}17 \frac{Q}{\sqrt{\frac{\Delta p}{\bar\rho_t}}}$	(3-16)	Q, м³/ч	Объемный расход при $t = 15$ °С
$C_v = 1{,}17 \frac{G}{\sqrt{\Delta p\, \bar\rho_t}}$	(3-17)	G, т/ч	Массовый расход
		$\bar\rho_t$	Плотность жидкости при рабочей температуре t относительно плотности воды при 15 °С, принятой за единицу
		Δp, кгс/см²	Перепад давления
Газ:			
$p_2/p_1 > 0{,}5$:			
$C_v = \frac{Q}{290}\sqrt{\frac{\bar\rho T}{\Delta p(p_1+p_2)}}$	(3-18)	Q, м³/ч	Объемный расход газа
$C_v = \frac{G}{0{,}0207}\frac{1}{\sqrt{\Delta p(p_1+p_2)\rho_t}}$	(3-19)	G, т/ч	Массовый расход газа
		p_1, кгс/см²	Абсолютное давление на входе
		p_2, кгс/см²	Абсолютное давление на выходе
$p_2/p_1 \leqslant 0{,}5$		ρ_t, т/м³	Плотность газа при рабочих параметрах на входе
$C_v = \frac{Q\sqrt{\bar\rho T}}{250 p_1}$	(3-20)	$\bar\rho$	Плотность газа относительно плотности воздуха, принятой за единицу
$C_v = \frac{G}{0{,}0182}\frac{1}{p_1\sqrt{\rho_t}}$	(3-21)	T, К	Абсолютная температура газа на входе
Пар:			
$p_2/p_1 > 0{,}5$:			
$C_v = \frac{73Gk}{\sqrt{\Delta p(p_1+p_2)}}$	(3-22)	G, т/ч	Массовый расход
		p_1, кгс/см²	Абсолютное давление на входе
		p_2, кгс/см²	Абсолютное давление на выходе
		k	Поправочный коэффициент на перегрев пара выше температуры насыщения:
$p_2/p_1 \leqslant 0{,}5$:			для насыщенного пара $k=1$
$C_v = \frac{84Gk}{p_1}$	(3-23)		для перегретого пара $k = 1{,}023 + 0{,}0007\Delta t$, где Δt, °С — перегрев пара

Расчет D_y регулирующей арматуры по формулам FCI в некоторых случаях (превышение критического перепада давления в клапане, кавитация, мгновенное парообразование в клапане при истечении кипящей жидкости и др.) не дает желаемой точности.

Этим объясняется стремление некоторых исследователей усовершенствовать методы определения D_y клапанов [Л. 38—42]. Установлено, например, что весьма важным фактором, влияющим на точность результатов, является степень восстановления давления за клапаном. Формулами же FCI это не учитывается.

В связи с расширением использования клапанов, в которых имеет место высокая степень восстановления давления, определение пропускной способности клапана с учетом влияния этого фактора представило практический интерес. Особое внимание было уделено изучению работы клапанов и восстановлению давления в них при течении сжимаемых сред и мгновенном парообразовании. Влияние восстановления давления в клапанах для сжимаемых сред сводится к установлению критического расхода при перепаде давления на клапане меньшем, чем обычно рассчитываемое по критическому отношению давлений.

Возможность мгновенного парообразования внутри клапана также связана с восстановлением давления, так как давление на участке максимального сужения проходного сечения будет ниже, чем давление за клапаном. Мгновенное парообразование происходит при уменьшении давления до давления насыщенной жидкости. Если в результате восстановления давления за клапаном его значение превысит давление насыщения, то образованные на участке минимального статического давления пузырьки пара будут разрушаться, переходя обратно в жидкость. Это явление носит название кавитации (см. гл. 2).

Для более точного установления типоразмера клапана используют коэффициент восстановления давления $K_{в.д}$. Его значения для одной и той же конфигурации канала примерно одинаковы как для мгновенно испаряющейся жидкости, так и для критического расхода сжимаемых сред, что указывает на одинаковую степень восстановления давления для жидкостей, паров и газов [Л. 39].

Для уточнения уравнений расхода различных сред применяют также критический коэффициент расхода

Таблица 3-3

Коэффициенты критического расхода C_f для некоторых конструкций регулирующих клапанов (рис. 3-1)

<table>
<tr><th rowspan="2">Клапан</th><th colspan="2">Среда стремится закрыть клапан</th><th colspan="2">Среда стремится открыть клапан</th></tr>
<tr><th>Открыт на 100%</th><th>Открыт на 50%</th><th>Открыт на 100%</th><th>Открыт на 50%</th></tr>
<tr><td>1
2
3
4</td><td>0,80
0,85
0,48
0,80</td><td>0,50
0,50
0,55
0,80</td><td>0,75
0,90
0,90
1,00</td><td>0,90
0,90
0,95
0,95</td></tr>
<tr><td rowspan="2">5</td><td colspan="2">Профилированный плунжер</td><td colspan="2">Золотник с V-образными окнами</td></tr>
<tr><td>0,90</td><td>0,62</td><td>1,00</td><td>0,95</td></tr>
<tr><td rowspan="2">6</td><td colspan="2">$D/d=1$</td><td colspan="2">$D/d=2$</td></tr>
<tr><td>0,68 ($\alpha=60°$)</td><td>0,58 ($\alpha=90°$)</td><td>0,62 ($\alpha=60°$)</td><td>0,50 ($\alpha=90°$)</td></tr>
</table>

Примечания: 1 Перечисленные коэффициенты применимы только к клапанам с равной площадью прохода на входе и на выходе. Диаметр седла составляет 0,8 $D_у$ клапана.

2 Плунжеры для клапанов 1—5 имеют параболическую конструктивную характеристику.

C_f [Л. 43], представляющий собой отношение $K(C_v)$ в критических условиях к $K(C_v)$ в нормальных. В табл. 3-3 приведены значения C_f, полученные экспериментальным путем для некоторых обычных конструкций клапанов (рис. 3-1) [Л. 39, 40]. Числа, близкие к единице, указывают на небольшую степень восстановления давления.

Коэффициенты C_f и $K_{в\,д}$ связаны соотношением $K_{в\,д}=C^2_f$. Теперь с учетом коэффициента $K_{в\,д}$ перепад давления, необходимый для определения $D_у$ клапанов, предназначенных для жидких сред, рассчитывается по формуле

$$\Delta p_{кл\,доп}=K_{в\,д}(p_1-p_{нас}), \tag{3-24}$$

где $\Delta p_{кл\,доп}$ — максимально допустимый перепад давления. Если фактический перепад давления $\Delta p_{кл}=p_1-p_2<\Delta p_{кл.доп}$, то для определения $D_у$ клапанов следует взять фактический $\Delta p_{кл}$. В случае же, если $\Delta p_{кл}>\Delta p_{кл\,доп}$, то

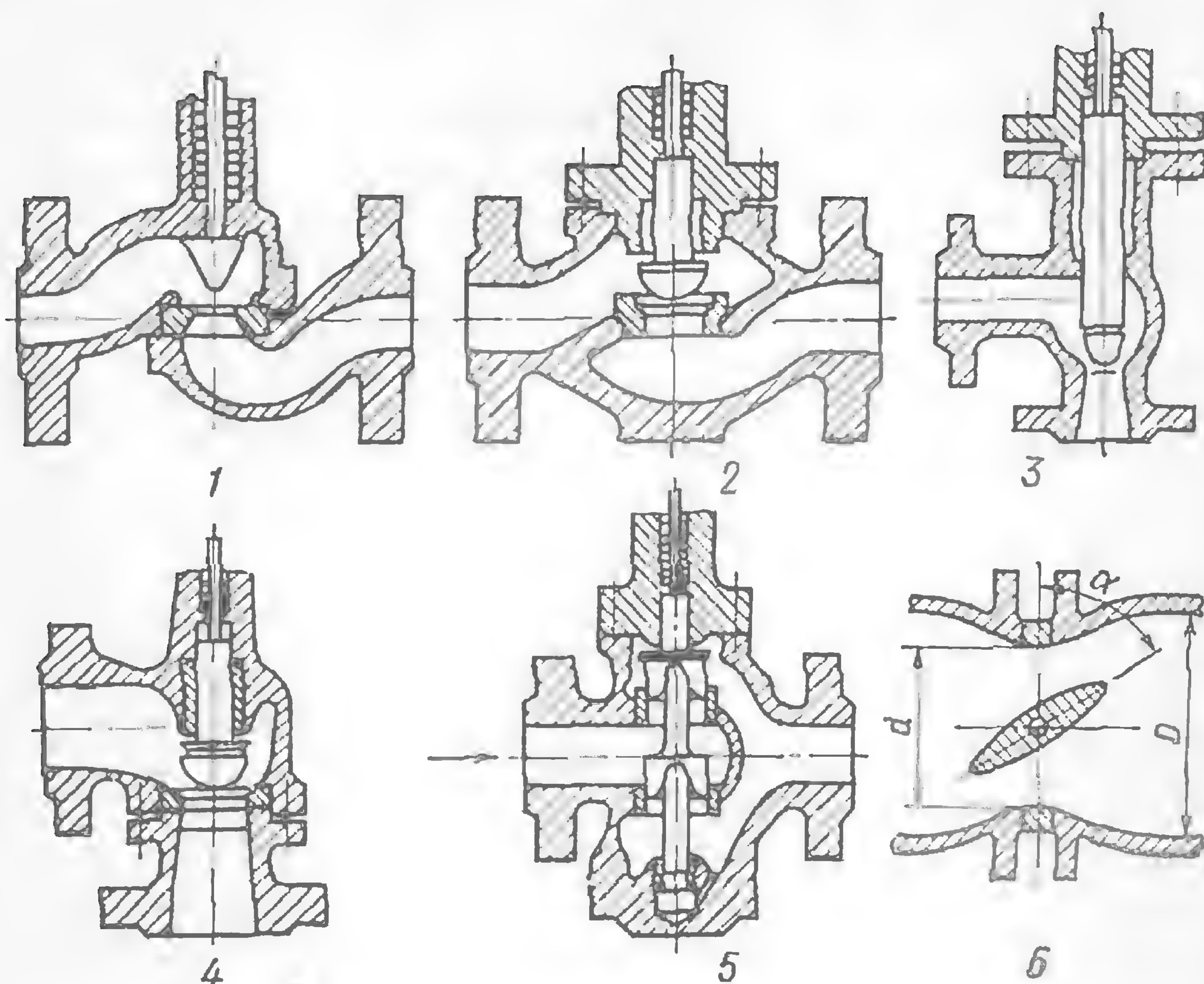


Рис. 3-1. Конструктивные схемы регулирующих органов (к табл. 3-3)

1 — клапан с разъемным корпусом проходной формы; 2 — клапан с корпусом проходной формы, 3 и 4 — клапан с корпусом угловой формы; 5 — двухседельный клапан с корпусом проходной формы, 6 — поворотный дисковый затвор

берется значение $\Delta p_{\text{кл доп}}$. Условие бескавитационной работы можно обеспечить в некоторых случаях выбором клапана с высоким C_f или же последовательной установкой нескольких регулирующих клапанов.

Основной формулой для определения $D_у$ клапанов, работающих на жидкости, является выражение (3-17). Для условий критического расхода оно приобретает вид:

$$G = 0{,}86 C_v C_f \sqrt{(p_1 - p_{\text{нас}})\,\rho_1}. \qquad (3\text{-}25)$$

Основными формулами для определения $D_у$ клапанов, работающих на газе, являются выражения (3-18)—(3-21). Более конкретными уравнениями, учитывающими также и особенности конструкции с точки зрения фактического срабатываемого перепада давления на клапане

в условиях критического расхода, будут аналогичные формулы

$$G = 0,0207 C_v C_f \sqrt{\Delta p (p_1 + p_2) \rho_t}; \qquad (3\text{-}26)$$

$$Q = 290 C_v C_f \sqrt{\frac{\Delta p (p_1 + p_2)}{\bar{\rho} T}}; \qquad (3\text{-}27)$$

$$G = 0,0182 C_v C_f p_1 \sqrt{\rho_t}; \qquad (3\text{-}28)$$

$$Q = \frac{250 C_v C_f p_1}{\sqrt{\bar{\rho} T}}, \qquad (3\text{-}29)$$

где p_2 — абсолютное давление на выходе при критическом расходе, кгс/см², G выражено в т/ч; Q — в м³/ч при нормальных условиях. Формулы (3-26) и (3-29), (3-27) и (3-28) равноценны и отличаются для критических условий только соотношением

$$\sqrt{\Delta p (p_1 + p_2)} = 0,87 p_1.$$

Перепад давления для критического расхода принят равным $\Delta p_{кр} = 0,5 p_1$.

Для установления возможного критического расхода через клапан рассчитывается критический перепад давления по формуле

$$\Delta p_{кр} = 0,5 C_f^2 p_1 = 0,5 K_{в.д} p_1. \qquad (3\text{-}30)$$

Если $p_1 - p_2 < \Delta p_{кр}$, то для расчета C_v берется фактический перепад Δp, который подставляется в уравнения (3-18) и (3-19). Если $p_1 - p_2 > \Delta p_{кр}$, то расчет необходимо вести по формулам (3-28) и (3-29).

Если требуется более высокая точность расчета, например на участке перехода от почти несжимаемого потока при очень небольшом перепаде давления к сжимаемому потоку, рекомендуется пользоваться эмпирической формулой для докритического расхода

$$Q = 250 C_v C_f p_1 \frac{1}{\sqrt{\bar{\rho} T}} (y - 0,148 y^3). \qquad (3\text{-}31)$$

Поправочный коэффициент y рассчитывается по уравнению

$$y = \frac{1,63}{C_f} \sqrt{\frac{\Delta p}{p_1}}. \qquad (3\text{-}32)$$

При $y \geqslant 1,50$ выражение $y - 0,148 y^3 = 1,0$. При $y < 1,50$ значение этого выражения определяется по графику на

рис. 3-2. Следует отметить, что при критическом расходе ($y \geqslant 1,50$) эмпирическое уравнение (3-31) преобразуется в уравнение (3-29). При выборе $D_у$ клапанов, предназначенных для работы на паре, расчет ведется по эмпирической формуле

$$G = \frac{C_v C_f p_1}{84k} (y - 0,148y^3) \qquad (3\text{-}33)$$

и при $y > 1,50$ — по формуле

$$G = \frac{C_v C_f p_1}{84k}, \qquad (3\text{-}34)$$

где k — поправочный коэффициент на перегрев пара.

Работоспособность и характеристики регулирующей арматуры зависят от условий ее работы, т. е. от рода и параметров рабочей среды, от фактического перепада давления на арматуре и т. д. Даже при правильном подборе материала деталей проточной части несоответствие рабочих условий выбранному типу арматуры приводит к ее разрушению или преждевременному износу. Поэтому решающим для правильного выбора необходимого типоразмера регулирующего калапана является обоснованный анализ величин, входящих в формулы табл. 3-1 и 3-2, а именно: расходов Q или G, коэффициента пропускной способности K, перепада давления Δp или отношения давлений $\beta = p_2/p_1$, плотности ρ, коэффициента расхода μ, поправки на вязкость Ψ^r и т. д.

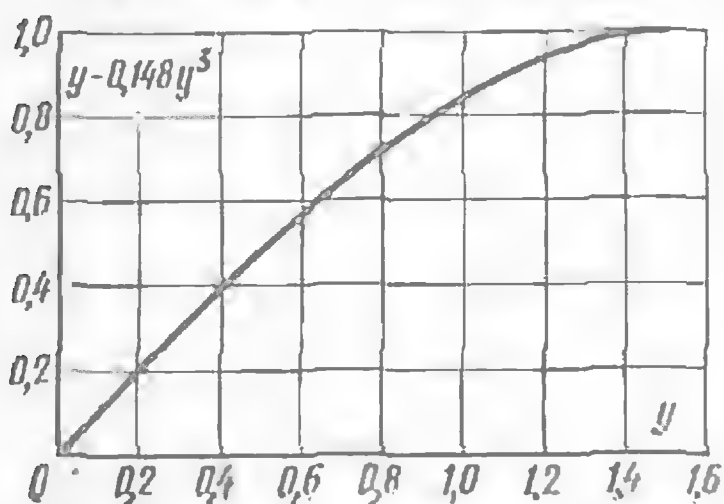


Рис. 3-2. Значения поправочного коэффициента y.

При известном $K(C_v)$ пропускная способность клапана зависит от величины расчетного перепада давления. Перепад давления на клапане составляет часть общего перепада давления в регулируемой системе. Он выбирается обычно с учетом экономических факторов и требуемого качества регулирования. В большинстве случаев перепад давления на клапане относительно общего перепада должен составлять: для установок низкого и среднего давления — не менее 25—30% и для установок высокого давления не менее 10—15%. При меньших его

значениях клапан быстро теряет способность к регулированию.

Поскольку проектные перепады давления на регулирующей арматуре нередко отличаются от фактических, важное значение приобретают работы, связанные с выяснением условий работы арматуры, их обобщением и систематизацией.

Для определения величины перепада давления на регулирующем клапане в зависимости от расхода среды необходимо прежде всего рассчитать или измерить перепад давления в системе трубопроводов, в которую встроен клапан, так как $\Delta p_{кл}=\Delta p_{с}-\Delta p_{тр}$. При этом следует помнить, что системы с клапаном работают либо при постоянном общем перепаде давления в системе $\Delta p_{с}$, либо при переменном, зависящем от расхода через систему. Значения расходов, отнесенные к рабочему состоянию среды, известны из проектных или эксплуатационных данных. В зависимости от назначения клапана и с учетом опыта эксплуатации максимальная пропускная способность клапана в диапазоне регулирования $Q_{кл\,макс}$ должна превышать проектное значение расхода $Q_{п}$. Этот коэффициент запаса $k=Q_{кл.макс}/Q_{п}$ в среднем составляет 1,1—2,0. Из-за возможных аварийных ситуаций, а также для обеспечения диапазона регулирования расход через клапан должен в свою очередь быть больше $Q_{кл\,макс}$. Обычно максимально возможная пропускная способность клапана и, следовательно, системы $Q_{с\,макс}$ соответствует значению перепада на клапане, близкому к нулю ($\Delta p_{кл}\approx 0$). По отношению к проектному расходу $Q_{п}$ величина $Q_{с.макс}$ должна быть больше в 1,25—2,0 раза.

В системе с постоянным перепадом давления (рис. 3-3,*а*) давление в исходной емкости p_1 больше давления в приемной емкости p_2. Перепад давления в системе $\Delta p_{с}=p_1-p_2$ распределяется главным образом между трубопроводом и регулирующим клапаном (рис. 3-3,*б*). Часть располагаемого напора $\Delta p_{с}$ идет на создание нивелирного напора Δp_h, обусловленного разностью уровней на входе H_1 и самой высокой точки трубопровода на выходе H_2. Величина Δp_h составляет, как правило, незначительную часть давления p_1. Потери давления в трубопроводе $\Delta p_{тр}$ определяются потерями давления на трение в самом трубопроводе и в местных сопротивлениях в виде запорной арматуры, теплообменников и т. д., за исключением регулирующих клапанов.

Сумма нивелирного напора Δp_h и потерь в трубопроводе $\Delta p_{тр}$ представляет собой сопротивление сети при данном расходе $S=$ $=\Delta p_h+\Delta p_{тр}$. Зависимость сопротивления сети S от изменения величины расхода Q носит название характеристики сети $S=\Delta p_h+$

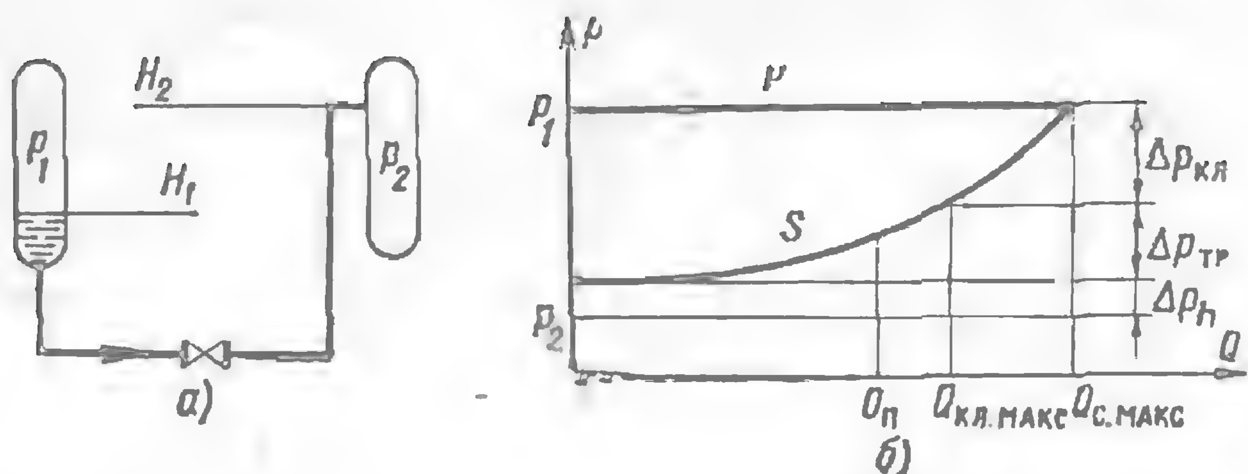


Рис. 3-3. Система с постоянным перепадом давления

а — схема установки клапана; *б* — распределение потерь располагаемого напора

$+aQ^{1,84}$, где a — коэффициент, характеризующий систему определенной конфигурации при работе на конкретной среде. Эмпирический показатель степени 1,84 рекомендуется вместо теоретического значения, равного 2, вследствие большего соответствия его опытным данным [Л. 41].

Таким образом, перепад давления на клапане равен:

$$\Delta p_{кл} = p - S = p_1 - \Delta p_h - aQ^{1,84}$$

При максимальном расходе через систему $Q_{с\ макс}$, т. е. когда $\Delta p_{кл} = 0$ и $p = S$, можно получить выражения для $a = (p_1 - -\Delta p_h)/Q^{1,84}$.

Окончательное выражение для перепада давления на клапане приобретает вид:

$$\Delta p_{кл} = A(p_1 - \Delta p_h),$$

где

$$A = 1 - (Q/Q_{с\ макс})^{1,84}.$$

Множитель A может быть определен из графика на рис. 3-4 в зависимости от отношения $Q_{с\ макс}/Q$.

Выбрав отношение максимального расхода через систему $Q_{с\ макс}$ к максимальному расходу среды через клапан $Q_{кл\ макс}$ и определив соответствующее ему значение A, легко рассчитать перепад

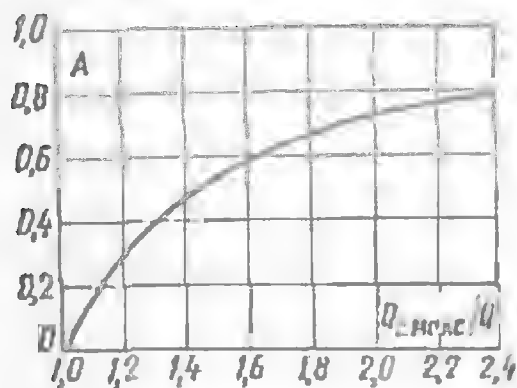


Рис. 3-4. Зависимость коэффициента A от отношения $Q_{с\ макс}/Q$.

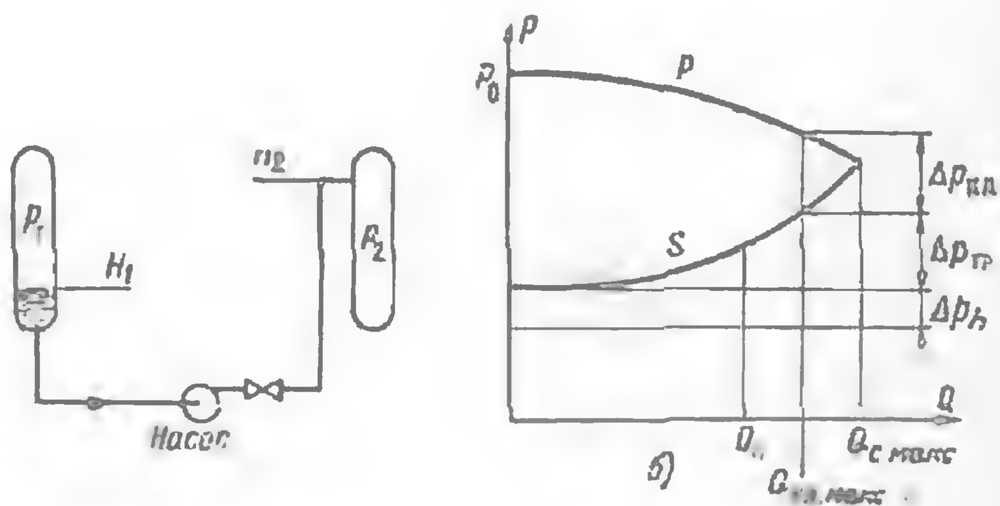


Рис. 3-5. Система с переменным перепадом давления.

а — схема установки клапана и насоса; *б* — распределение потерь располагаемого напора.

давления на регулирующем клапане в системе с постоянным перепадом давления

В системе с насосом (переменный перепад давления) давление в приемной емкости p_2 обычно больше давления в исходной емкости p_1 (рис. 3-5,*а*). Верхняя кривая p на рис. 3-5,*б* представляет собой характеристику насоса: $p=p_0-bQ^{1,84}$, где p_0 — давление нагнетания при перекрытом трубопроводе. Показатель 1,84 взят по аналогии с предыдущим уравнением для S

Используя вышеприведенные зависимости, напишем

$$\Delta p_{кл}=(p_0-\Delta p_h)-(a+b)Q^{1,84}$$

Если $\Delta p_{кл}=0$ и $Q=Q_{с\ макс}$, получаем:

$$a+b=(p_0-\Delta p_h)/Q^{1,84}_{с.макс}.$$

Окончательное выражение для перепада давления на клапане примет вид:

$$\Delta p_{кл}=A(p_0-\Delta p_h),$$

где множитель A определяется из графика на рис. 3-4

При отсутствии конкретной характеристики насоса рекомендуется использовать соотношение, основанное на характеристиках типовых центробежных насосов [Л. 41]: $p_0=1,2p_{с\ макс}$. Так как $p_{с\ макс}=S_{с\ макс}$, то $p_0=1,2\,S_{с\ макс}$. После несложных преобразований получим выражение для p_0 через уже известные величины $p_0=1,2(S-A\Delta p_h)/(1-A)$

Достоинством рассмотренного метода расчета является то, что он дает возможность по заданному расходу среды устанавливать перепад давления на клапане еще на стадии проектирования теплосилового оборудования до определения условных проходов трубопроводной системы

Определив перепад давления на клапане предложенным выше методом, по формулам табл. 3-1 и 3-2 рассчитывают коэффициент пропускной способности арматуры. Таким образом, уже по исходным данным для проектирования системы трубопроводов можно установить значения условных проходов необходимых дроссельно-регулирующих органов.

Существенным фактором, влияющим на точность результатов расчетов по уравнениям для жидкости (табл. 3-1 и 3-2), является изменение вязкости в зависимости от температуры Поэтому в эти уравнения необходимо вводить поправки, учитывающие влияние вязкости среды на расход жидкости через клапан или на перепад давления и в конечном счете на размер клапана (его условный диаметр). По рекомендациям FCI влияние вязкости следует учитывать при $\nu>200\,S''$ или $\nu>20$ сСт. На рис. 3-6 дан график поправочного коэффициента на вязкость Ψ для сред более вязких, чем вода, в зависимости от числа Рейнольдса $Re=W_у D_у/\nu$.

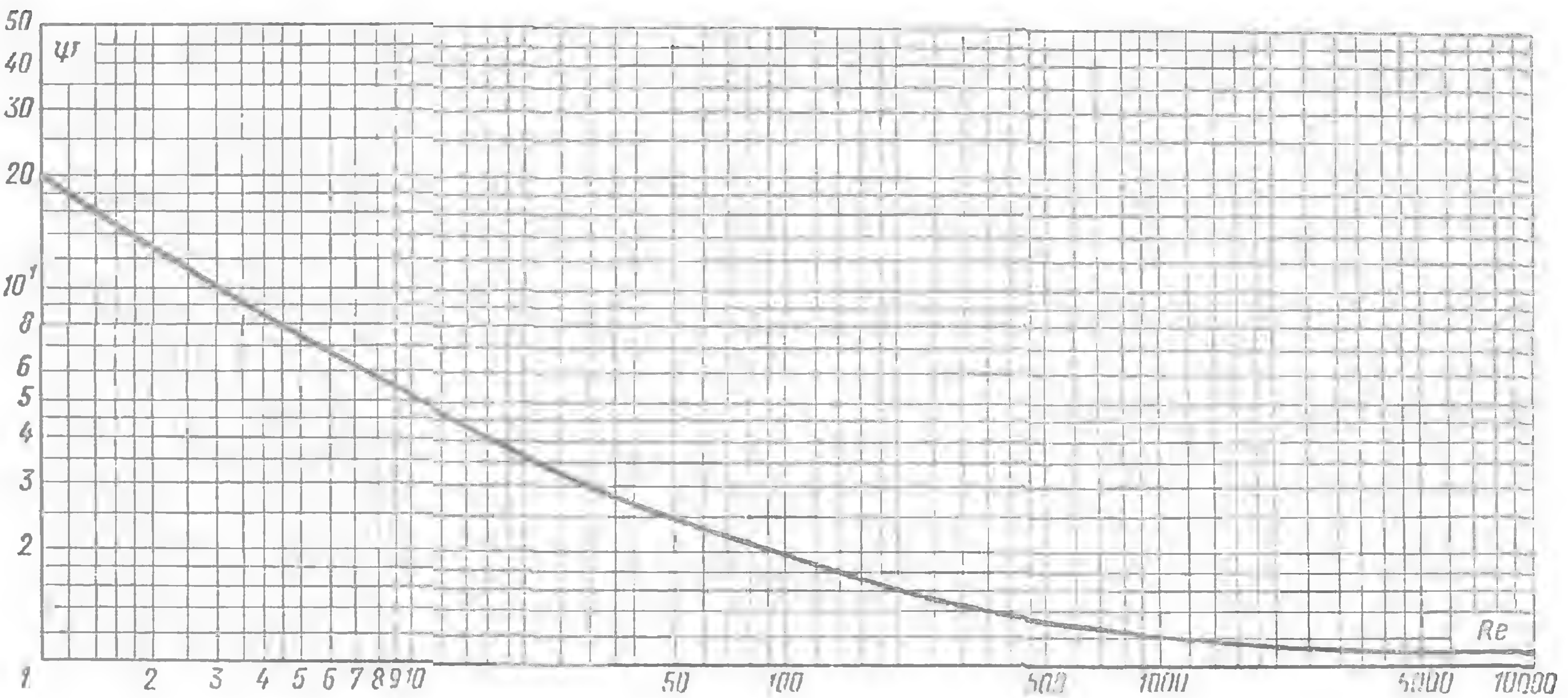


Рис 3-6 График для определения поправочного коэффициента на вязкость ψ_r.

Для удобства расчета выразим Re через известные величины:

$$\mathrm{Re} = \frac{7{,}18G}{\sqrt{K\Psi\eta}} = \frac{44\,000Q}{\sqrt{C_v\Psi\nu}}, \tag{3-35}$$

где G — т/ч; Q — м³/ч; η — кгс·с/м²; ν — сСт.

Так как число Рейнольдса выражено через поправочный коэффициент Ψ, который сам подлежит определению, то расчет производят в следующей последовательности.

1. Считая, что среда невязкая ($\Psi=1$), рассчитывают K по уравнению (2-26) или (3-4) и затем число Рейнольдса Re_1 по уравнению (3-35).

2. По графику рис. 3-6 определяют поправочный коэффициент Ψ_1.

3. Рассчитывают число Рейнольдса Re_2 с поправочным коэффициентом

$$\Psi_1\ (\mathrm{Re}_2 = \mathrm{Re}_1/\sqrt{\Psi_1}).$$

4. По графику рис. 3-6 определяют поправочный коэффициент Ψ_2, соответствующий значению Re_2.

5. Искомый коэффициент пропускной способности клапана находят как $K' = K\Psi_2$.

С учетом требуемой точности определения величины Ψ обычно ограничиваются двумя приближениями.

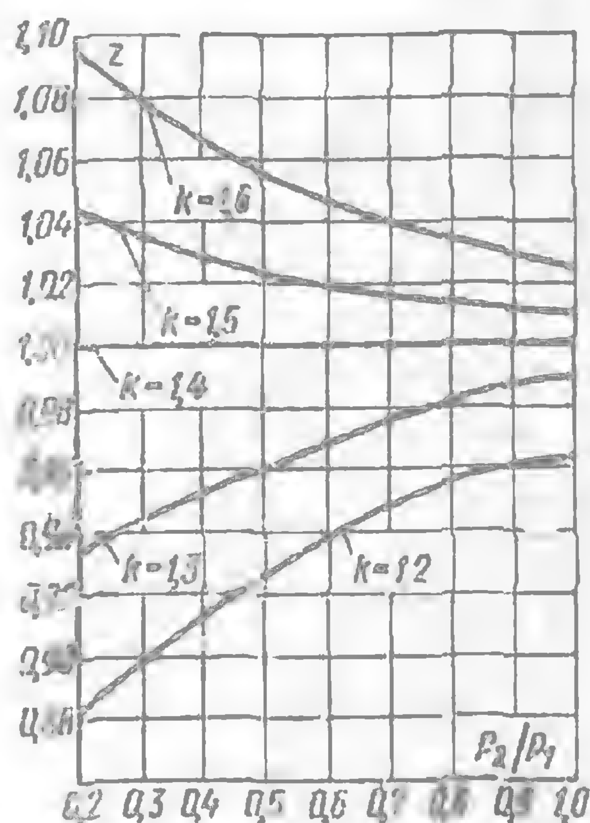


Рис. 3-7. Значения поправочного коэффициента z.

Другая существенная поправка, вводимая в формулы для истечения газообразных сред (3-13)—(3-15), связана с учетом их расширения, когда плотность среды значительно меняется. Точные значения поправочного коэффициента расширения ε рассчитываются по формулам, приведенным в гл. 2. Для приближенного его определения применима следующая формула [Л. 27]:

$$\varepsilon = z\sqrt{1 - 0{,}8\frac{\Delta p_{кл}}{p_1}}, \tag{3-36}$$

где коэффициент z находится по графику (рис. 3-7).

3-2. Пропускная способность клапанов при изменении агрегатного состояния среды

Определение пропускной способности регулирующих органов и их размеров в случае, если жидкость, проходя через клапан, испаряется, т. е. изменяет свое агрегатное состояние, представляет более сложную задачу, чем расчет клапанов, работающих на однофазных средах. Это явление, получившее название мгновенного парообразования, легко устанавливается с помощью термодинамических диаграмм состояния и характерно для клапанов, работающих на кипящей жидкости (клапаны ПНД) или на переохлажденной высокотемпературной среде при больших перепадах давления (клапаны РОУ).

Вскипание однофазной жидкости как насыщенной, так и переохлажденной, связано с падением давления в клапане и для насыщенной жидкости начинается практически на входе в регулирующий орган с последующим образованием на выходе двухфазной смеси, т. е. смеси насыщенной жидкости с насыщенным паром. При этом явлении течение среды в проточной части регулирующего клапана отличается от течения однофазных сред (воды, пара), а основные законы движения жидкости нарушаются. Поэтому формулы, выведенные для неизменного агрегатного состояния среды до и после клапана, неприменимы для определения размеров клапанов с учетом мгновенного парообразования, так как при их использовании размеры клапанов получаются весьма завышенными. Еще сложнее обстоит дело с расчетом клапанов при наличии двухфазной среды на входе.

Расход испаряющейся жидкости определяется, как правило, по эмпирическим расчетным зависимостям, установленным и справедливым лишь для конкретного дроссельного устройства и условий его испытания [Л. 44, 45]. В настоящее время имеется ряд методик, применение которых в разных случаях обеспечивает более или менее надежные результаты расчета. Некоторые из них рассматриваются ниже. Следует сразу отметить, что ни один из существующих приемов расчета не является совершенным и их применение требует дифференцированного подхода. Необходимо также помнить, что парообразование в клапане, как правило, сопровождается такими отрицательными явлениями, как кавитация, шум, вибрация, которые снижают долговечность и надежность

работы арматуры, и потому при выборе клапана следует учитывать тип конструкции, материалы проточной части, расположение клапана в системе трубопроводов и т. д.

Одним из принятых ранее стандартных методов расчета $D_у$ регулирующих клапанов для двухфазного потока является «метод теплового баланса». Он заключается в том, что коэффициенты пропускной способности, рассчитанные отдельно для жидкости и насыщенного пара по условиям на выходе из клапана, суммируются, т. е. $K=K_ж+K_п$.

При этом доля массы пара рассчитывается из выражения

$$x=\frac{i_1-i'_2}{r}, \qquad (3\text{-}37)$$

где x — доля массы испарившейся жидкости; i_1, i'_2 — энтальпии жидкости на входе и выходе, ккал/кг; $r=i''_2-i'_2$ — скрытая теплота парообразования, ккал/кг.

Данный метод расчета, несмотря на простоту, не нашел широкого применения, так как не всегда гарантирует правильный выбор нужного типоразмера клапана. При расчете получаются заниженные значения проходов. Расчетные коэффициенты пропускной способности могут отличаться от действительных примерно в 2 раза [Л. 42, 46]. Частично это объясняется тем, что уравнение $K=K_ж+K_п$ используется в основном для смесей жидкость — газ при условии постоянства соотношения массы газа к массе жидкости.

Для более точного определения значений K в расчет вводятся поправочные коэффициенты, установленные на практике. Если раньше средняя ошибка составляла 30—35 %, то с введением поправок разница между фактическим и расчетным значением K составляет 7—8%. Подробное описание этой методики дано в [Л. 46].

Более точной является «методика пониженной плотности» [Л. 47], основанная на введении в расчет некоторой средней пониженной плотности, учитывающей изменение плотности среды вследствие мгновенного парообразования. Ее величина зависит от состояния среды на входе (насыщенная или переохлажденная жидкость и двухфазная смесь). Порядок расчета по этой методике состоит в следующем [Л. 42].

Для насыщенной жидкости на входе по формуле (3-37) определяется доля массы испарившейся жидкости x. При условиях на выходе удельный объем смеси подсчитывается по уравнению

$$v_2=(1-x)v'+xv''. \qquad (3\text{-}38)$$

Зная величину плотности ρ_1 из условий на входе и расчетное значение $\rho_2 = 1/v_2$, вычисляют искомую среднюю логарифмическую плотность ρ по формуле

$$\frac{\rho}{\rho_2} = \frac{(\rho_1/\rho_2) - 1}{\ln(\rho_1/\rho_2)}. \tag{3-39}$$

Это выражение справедливо, если кривая зависимости плотности парожидкостной смеси от давления аппроксимируется показательной функцией вида $\rho = ae^{Bp}$. Графическое решение уравнения (3-39) представлено на

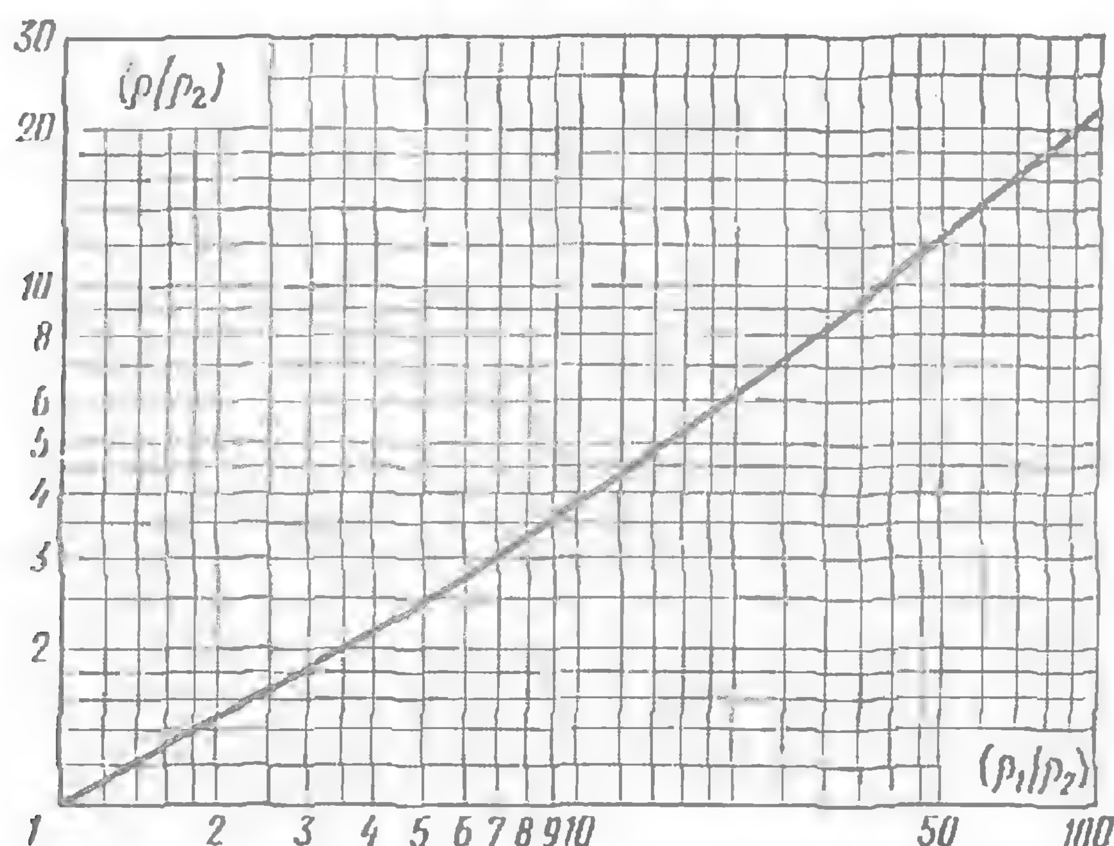


Рис. 3-8. Отношение средней логарифмической плотности к плотности среды на выходе в зависимости от отношения плотностей на входе и выходе.

рис. 3-8. Найденные по формуле (3-39) или по графику на рис. 3-8 значения ρ подставляются в формулу для определения K, например в формулу (2-26).

Если температура жидкости на входе в клапан ниже точки *насыщения*, т. е. *на входе переохлажденная* жидкость, то перепад давления в клапане может быть достаточен для мгновенного парообразования. При определении средней плотности необходимо учитывать *начальное переохлаждение жидкости*. Процесс расширения изоэнтальпийный и протекает в несколько стадий (рис. 3-9).

На начальной стадии расширения переохлажденная жидкость с параметрами p_1 и $t_1(T_1)$ становится насыщенной жидкостью с параметрами $p_{нас}$ и $t_{нас}(T_{нас})$. На этой

стадии средняя плотность жидкости $\rho_ж$ принимается равной среднему арифметическому значению ρ_1 — плотности жидкости при условиях на входе p_1, t_1 и ρ'_1 — плотности насыщенной жидкости при энтальпии, соответствующей p_1, t_1, т. е. $\rho_ж = (\rho_1 + \rho'_1)/2$.

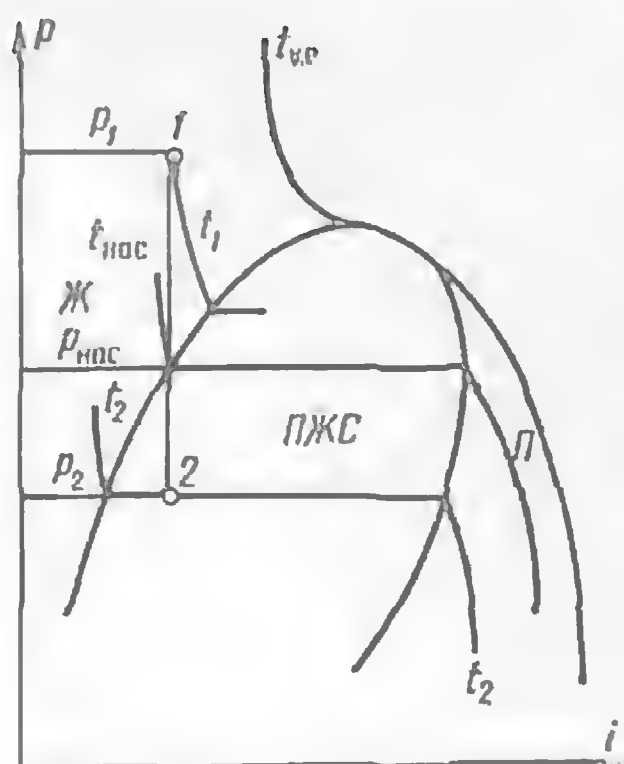


Рис 3-9 Диаграмма для определения параметров процесса расширения среды в клапане (Ж — жидкость, П — пар, ПЖС — парожежидкостная смесь)

На следующей стадии насыщенная жидкость с параметрами $p_{нас}$ и $t_{нас}(T_{нас})$ становится двухфазной смесью с параметрами p_2 и $t_2(T_2)$. На этой стадии определяется средняя плотность испарившегося объема среды по формуле (3-39) $\rho_п = (\rho'_1 - \rho''_2)/\ln(\rho'_1/\rho''_2)$. Для решения этого уравнения можно также использовать график рис. 3-8. Здесь следует сделать оговорку. В общем случае в уравнение для $\rho_п$ вместо ρ''_2 следует подставлять $\rho_2 = 1/v_2$, где v_2 определяется по уравнению (3-38). Первым членом уравнения можно в ряде случаев пренебречь, так как в области малых и средних давлений $v'' \gg v'$.

Средняя плотность среды в диапазоне изменения состояний от переохлажденной жидкости до двухфазной смеси определяется по уравнению

$$\rho = \frac{\rho_ж (p_1 - p_{нас}) + \rho_п (p_{нас} - p_2)}{p_1 - p_2}. \qquad (3\text{-}40)$$

Средняя относительная плотность среды равна $\bar{\rho} = \rho/\rho_в = \rho/1000$, где $\rho_в$ — плотность воды, принимаемая равной 1 т/м³.

Подстановка ρ и $\bar{\rho}$ в соответствующие уравнения (табл. 3-1 и 3-2) дает требуемые значения расхода Q, G или K, K_v, C_v.

Для двухфазного потока на входе в клапан плотность смеси $\rho_1 = 1/v_1$ (v_1 определяется из уравнения $v_1 = (1 - x_1)v'_1 + x_1 v''_1$, где x_1 — доля пара в смеси). Кроме p_1 и t_1, должны быть известны x_1 или i_1.

После дросселирования среды в клапане доля пара в смеси увеличивается. Доля испарившейся жидкости x рассчитывается по формуле (3-37). Тогда доля пара

в смеси на выходе будет равна $x_2 = x_1 + x$. Плотность среды на выходе $\rho_2 = 1/v_2$ находится из выражения (3-38). Теперь по уравнению (3-39) или графику рис. 3-8 легко определить среднюю плотность ρ, (ρ).

Рассмотренный «метод пониженной плотности» апробирован расчетом большого числа регулирующих клапанов и, как показал опыт, дает хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных [Л. 46]. Тем не менее из-за различий в параметрах и свойствах жидкостей и других факторов, влияющих на точность метода, выбранный расчетным путем клапан не исключает дополнительной опытной проверки. «Метод пониженной плотности» рекомендуется для любой жидкости, меняющей свое агрегатное состояние.

Среди известных методов расчета есть такие, которые позволяют выбрать размер клапана, если на входе имеется жидкость при температуре насыщения или переохлажденная жидкость при частичном испарении.

Один из таких методов, основанный на результатах работы [Л. 48], состоит в том, что фактический перепад давления сравнивают с некоторым допустимым и меньшую величину подставляют в формулу для жидкости. Допустимый перепад определяется из соотношений [Л. 49]:

при $t_{нас} - t_1 > 5\,°C$ $\Delta p_{доп} = 0{,}9(p_1 - p_{нас})$,

при $t_{нас} - t_1 < 5\,°C$ $\Delta p_{доп} = 0{,}06\, p_1$

Для двухфазной среды, как и для однофазной, существует ограничение расхода, которому соответствует критическое отношение давлений. Теоретически определить величину критического отношения давлений довольно сложно. Обычно эту величину определяют эмпирически, что проще и дает неплохие результаты [Л. 42].

В основу предлагаемого метода берется уравнение (2-45) для критического отношения давлений при истечении газообразной среды, в которое вместо показателя адиабаты $k = c_p/c_v$ подставляется отношение $k_{см} = c_{см}/c_v$. Для двухфазной смеси на входе в клапан средняя удельная теплоемкость смеси $c_{см}$ рассчитывается по формуле $c_{см} = c'(1 - x) + c_p x$, где c' — удельная теплоемкость жидкости при насыщении, ккал/(кг·К); c_p — удельная теплоемкость насыщенного пара при постоянном давлении, ккал/(кг·К); x — доля пара. Разделив это уравнение на c_v (удельную теплоемкость насыщенного пара при постоянном объеме), получим:

$$k_{см} = \frac{c'}{c_v}(1 - x) + kx. \qquad (3\text{-}41)$$

По значению $k_{с.м}$ из уравнения (2-45) или по графику на рис. 2-4 определяют критическое отношение давлений $(p_2/p_1)_{кр}$.

Из уравнения (3-41) видно, что величина $k_{с.м}$ зависит от доли пара в смеси x, которая зависит от давления на выходе p_2. Поэтому для нахождения нужного значения $k_{с.м}$ используется расчетный прием последовательных приближений (как правило, не меньше двух). Расчет производится в следующей последовательности.

1. В первом приближении принимают $(p_2/p_1)_{кр}=0{,}5$. Определив p_2, из уравнения (3-37) вычисляют паросодержание x.

2. По уравнению (3-41) находят значение $k_{с.м}$.

3 По уравнению (2-45) или графику на рис. 2-4 определяют критическое отношение давлений $(p_2/p_1)_{кр}$

4. Приняв это приближение, повторяют расчеты по п. 1—3.

3-3. Расходные и конструктивные характеристики регулирующих органов

Регулирующее воздействие клапана осуществляется изменением его проходного сечения путем перемещения регулирующего органа (плунжера, золотника) из одного крайнего положения (положение закрытия) в другое (положение полного открытия). Соответственно пропускная способность клапана, как правило, возрастает от минимальной до максимальной

Основным фактором, определяющим пригодность регулирующей арматуры для автоматического регулирования, является ее **рабочая расходная характеристика** $G=f(h)$, т. е. зависимость расхода рабочей среды от положения регулирующего органа (степени открытия проходного сечения). Расходная характеристика любого регулирующего органа зависит от фактического перепада давлений, который, в свою очередь, изменяется в зависимости от величины расхода рабочей среды.

В большинстве случаев расход среды и перемещение плунжера выражаются в относительных единицах, например в процентах, соответственно от максимального расхода и максимального перемещения (рис. 3-10,*а*).

Расходные характеристики, построенные в относительных единицах, позволяют сравнивать клапаны с различными максимальными расходами и перемещениями. Ха-

рактеристики в абсолютных единицах применяются реже, обычно для анализа свойств клапанов с одинаковыми максимальными перемещениями или максимальными расходами.

Наряду с линейными координатами нередко прибегают к методу построения характеристик, при котором расход отсчитывается по логарифмической шкале, а перемещение — по линейной (рис. 3-10,б). Логарифмическая шкала позволяет получать по графику точные значения как при малых, так и при больших расходах и, что

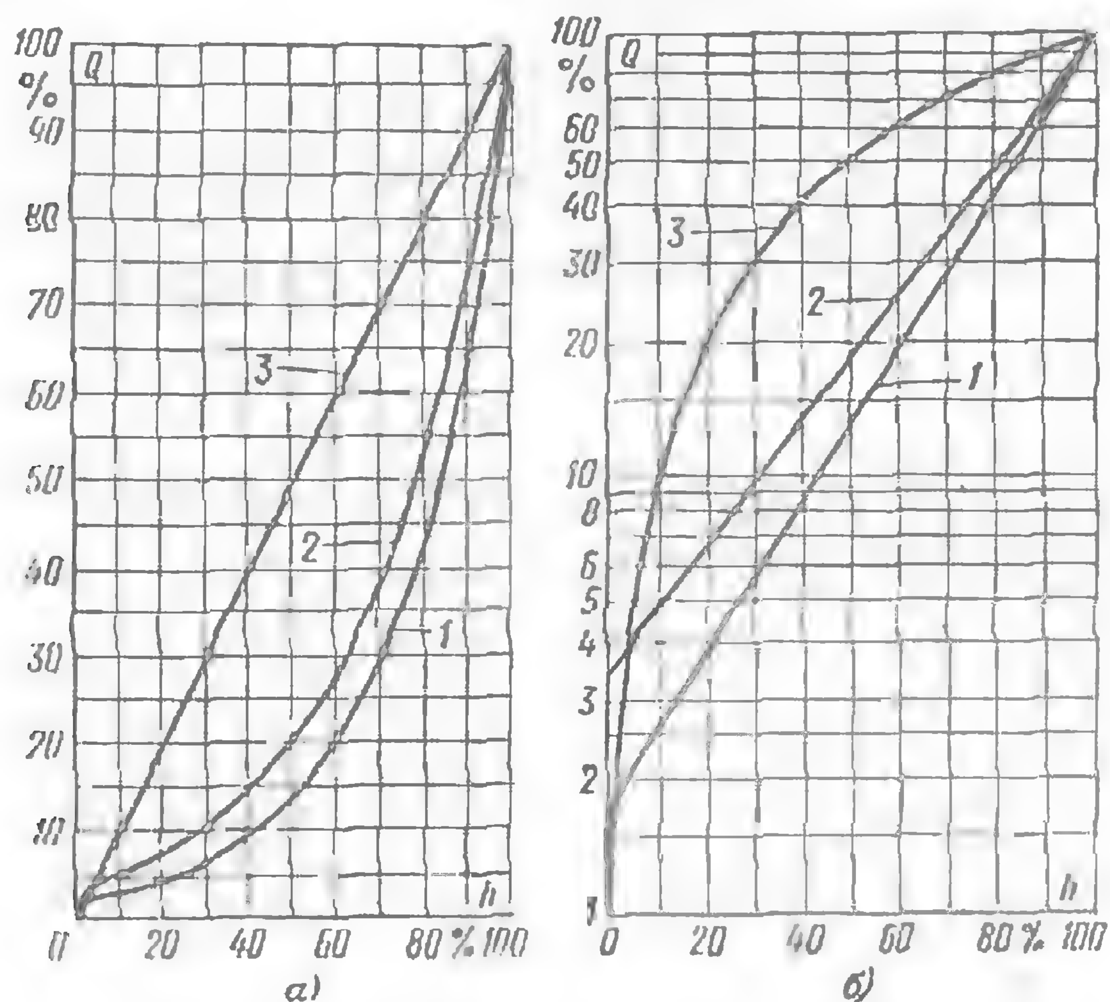


Рис. 3-10. Типичные формы расходных характеристик клапана в линейных (а) и полулогарифмических (б) координатах.
1 — равнопроцентная; 2 — параболическая; 3 — линейная.

особенно важно, достаточно точно вычертить характеристику при малых открытиях клапана.

Рассмотрим основные понятия, относящиеся к характеристикам регулирующих органов.

Рабочий ход плунжера в диапазоне регулирования $h_р$ — ход плунжера клапана, соответствующий изменению коэффициента пропускной способности от $K_{мин}$ до $K_{макс}$ или расхода от $G_{мин}$ до $G_{макс}$. Рабочий ход может быть меньше фактического полного хода плунжера клапана $h_п$. Например, для шиберного клапана с начальным холостым ходом $h_{х.х}$ рабочий ход равен

$h_р = h_п - h_{х.х}$, т. е. используемая рабочая часть полного хода составляет $h_р/h_п$.

Диапазон регулирования R — это отношение максимального и минимального регулируемых расходов *или коэффициентов пропускной способности в пределах* регулировочной характеристики:

$$R = \frac{G_{макс}}{G_{мин}} = \frac{Q_{макс}}{Q_{мин}} = \frac{K_{макс}}{K_{мин}} = \frac{C_{vмакс}}{C_{vмин}}.$$

Величина R во многом зависит от величины нерегулируемой протечки (расхода) через затвор клапана в *закрытом его положении $G_{пр}$, которая определяется конст*рукцией затвора, свойствами среды, условиями эксплуатации и т. п. Относительная нерегулируемая протечка $g_{пр}$, выраженная в процентах и представляющая собой *отношение величины протечки $G_{пр}$ к максимальному рас*ходу той же среды $G_{макс}$, проходящей через полностью открытый клапан, при одинаковых условиях работы, характеризует герметизирующие свойства затвора. Для известных конструкций клапанов значения допустимых относительных нерегулируемых протечек даются в ГОСТ 9701-161. Например, в двухседельных клапанах с жестким уплотнением в затворе протечка не должна превышать 0,1%, а в односедельных — не допускается.

В общем случае допустимость протечек, а следовательно, и обоснованный выбор соответствующей конструкции регулирующего органа устанавливаются только на основании имеющегося опыта эксплуатации однотипных или близких к ним клапанов. Диапазон регулирования выбирается с некоторым запасом с учетом возможного отклонения расхода среды в сторону его уменьшения или возрастания соответственно при минимальной и максимальной нагрузках на котлоагрегате. Обычно рекомендуется иметь запас не менее 10%.

*Пропускная способность клапана и его рабочая рас*ходная характеристика зависят от таких факторов, как величина проходного сечения, вязкость и плотность среды, перепад давления на регулирующем органе. По рабочей расходной характеристике нельзя судить о характере изменения площади проходного сечения. Представление о нем может дать так называемая конструктивная характеристика, представляющая собой зависимость проходного сечения регулирующего органа от его положения $f_{кл} = f(h)$. Именно по этой характеристике

производится сравнение различных типов клапанов независимо от условий эксплуатации, т. е. конструктивные особенности регулирующих органов не связываются с характером течения потока в проточной части клапанов, особенностями регулируемого объекта и т. д. Конструктивные характеристики строятся в прямоугольных координатах. На оси абсцисс откладывают величину хода h или угол поворота α подвижной части клапана (плунжера, золотника, шибера), а на оси ординат — площадь проходного сечения $f_{кл}$. Характеристику удобнее строить в относительных единицах: $\bar{f}_{кл}=f(\bar{h})$ или $\bar{f}_{кл}=f(\bar{\alpha})$, где $\bar{f}_{кл}=f_{кл}/f_{кл.макс}$ — относительная величина открытого проходного сечения; $\bar{h}=h/h_{макс}$ и $\bar{\alpha}=\alpha/\alpha_{макс}$ — степень открытия (относительное перемещение) регулирующего органа, а $h_{макс}$ и $\alpha_{макс}$ — соответственно максимальная величина хода или угла поворота регулирующего органа (плунжера или золотника). Нередко конструктивные характеристики выражаются функциональной зависимостью $m=f(\bar{h})$, где $m=f_{кл}/F_{у}$. Проходное сечение $f_{кл}$ можно определить по формулам пропускной способности (см. табл. 3-1 и 3-2).

Дроссельно-регулирующие органы по проходным сечениям подразделяются на непрофилируемые (тарельчатые клапаны, поворотные заслонки) и профилируемые (клапаны золотниковые, скальчатые, игольчатые и т. п.). В отличие от непрофилируемых органов, у которых формы конструктивных характеристик индивидуальны и постоянны, т. е. не зависят от рабочих условий, конструктивные характеристики профилируемых органов определяются конкретными условиями работы с учетом заданной рабочей расходной характеристики. Поэтому по конструктивной характеристике можно подбирать необходимый типоразмер арматуры.

Для более достоверного выбора регулирующих органов необходимо знать их в н у т р е н н ю ю р а с х о д н у ю х а р а к т е р и с т и к у, представляющую собой экспериментальную зависимость коэффициента пропускной способности K от степени открытия клапана ($K=f(\bar{h})$). Внутренняя расходная характеристика является частным случаем *рабочей характеристики, если* $\Delta p_{кл}=\Delta p_{c}=\mathrm{const}$, т. е. когда $\Delta p_{кл}/\Delta p_{c}=1$. При $\mu=\mathrm{const}$ [см. (2-27)] она по форме совпадает с конструктивной характеристикой.

Вид расходных характеристик зависит как от конфигурации плунжера (окон в золотнике), так и от перепада

давления на регулирующем органе. Согласно ГОСТ 9701-61 стандартизованы три вида характеристик: линейная, параболическая и равнопроцентная (показательная, эквипотенциальная, экспоненциальная). Для автоматических регуляторов с учетом назначения регулирующего органа и режимов его работы наилучшим образом подходят линейная и равнопроцентная характеристики. Уравнения расходных характеристик:

линейной

$$g = \bar{K} = (1 - 1/R)\,\bar{h} + 1/R;$$

параболической

$$g = \bar{K} = (1 - 1/R)\,\bar{h}^2 + 1/R;$$

равнопроцентной

$$g = \bar{K} = (1/R)^{1-\bar{h}},$$

где $g = G/G_{\text{макс}}$ и $\bar{K} = K/K_{\text{макс}}$.

Обычно считают, что $G_{\text{пр}} = G_{\text{мин}}$, тогда

$$g_{\text{пр}} = g_{\text{мин}} = \bar{K}_{\text{мин}} = 1/R.$$

Уравнения для рабочей и внутренней расходных характеристик, выраженные через указанное соотношение, сведены в табл. 3-4. При условии $g_{\text{мин}} = 0$ и $\bar{K}_{\text{мин}} = 0$ формулы упрощаются.

Таблица 3-4

Формулы для трех видов рабочих и внутренних расходных характеристик

Вид характеристики	Рабочая расходная	Внутренняя расходная	Диапазон изменения
Линейная	$g = (1 - g_{\text{мин}})\,\bar{h} + g_{\text{мин}}$ (3-42)	$\bar{K} = (1 - \bar{K}_{\text{мин}})\,\bar{h} + \bar{K}_{\text{мин}}$ (3-45)	$0 \leqslant g \leqslant 1$, $0 \leqslant \bar{K} \leqslant 1$
Параболическая	$g = (1 - g_{\text{мин}})\,\bar{h}^2 + g_{\text{мин}}$ (3-43)	$\bar{K} = (1 - \bar{K}_{\text{мин}})\,\bar{h}^2 + \bar{K}_{\text{мин}}$ (3-46)	$0 \leqslant g \leqslant 1$, $0 \leqslant \bar{K} \leqslant 1$
Равнопроцентная	$g = g_{\text{мин}}^{1-\bar{h}}$ (3-44)	$\bar{K} = \bar{K}_{\text{мин}}^{1-\bar{h}}$ (3-47)	$0 < g < 1$, $0 < \bar{K} < 1$

Логарифмирование степенной зависимости (3-44) дает уравнение

$$\bar{h} = 1 - \frac{1}{\ln g_{\text{мин}}} \ln g,$$

представляющее функцию $\bar{h}=f(g)$ в логарифмическом виде. Иногда оно ошибочно называется логарифмической расходной характеристикой. Характеристики, приведенные в табл. 3-4, сохраняют свою форму лишь при постоянном перепаде давления на клапане.

Внутренняя и конструктивная характеристики определяются размерами и конструкцией арматуры. Рабочая же расходная характеристика, как отмечалось, зависит *от условий эксплуатации арматуры, в том числе от* сопротивления системы и изменения располагаемого перепада давления в ней. Поэтому клапану с одной конструктивной и внутренней характеристикой могут соответствовать самые различные рабочие расходные характеристики. Аналитическая зависимость рабочей характеристики клапана, установленного в трубопроводе постоянного сопротивления $\zeta_{тр}$, от заданной внутренней при работе на несжимаемой жидкости выражается в общем виде формулой [Л. 27]

$$g=\sqrt{\frac{\overline{\Delta p_c}}{1+A\left(\frac{1}{h^2}-1\right)}}, \qquad (3\text{-}48)$$

где $\overline{\Delta p_c}$ — отношение перепада давления в системе вместе с клапаном Δp_c к наименьшему перепаду давления в системе вместе с клапаном при максимальном расходе среды в пределах регулирования $\Delta p_{c.макс}$, т. е. $\overline{\Delta p_c}=\Delta p_c/\Delta p_{c.макс}$; A — коэффициент формы рабочей расходной характеристики.

Коэффициент A показывает, какую часть от располагаемого перепада давления в системе $\Delta p_{c.макс}$ составляет перепад давления на клапане при максимальном расходе через него $\Delta p_{кл.макс}$, т. е.

$$A=\frac{\Delta p_{кл.макс}}{\Delta p_{c.макс}}. \qquad (3\text{-}49)$$

Так, для регулирующих шиберных клапанов впрыска $D_у50$, используемых на барабанных котлах, $A=0{,}5$; для клапанов впрыска, устанавливаемых на прямоточных котлах, $A=0{,}75$ [Л. 50].

Коэффициент A указывает на степень отклонения рабочей расходной характеристики регулирующего органа от внутренней. Если $A=1$, то $\Delta p_{кл.макс}=\Delta p_{c.макс}=\mathrm{const}$.

Как видно из уравнения (3-48), рабочая характеристика клапана непосредственно связана с характеристикой системы $\overline{\Delta p_c}=f(g)$. При переменном перепаде давления в системе для установления зависимости $\overline{\Delta p_c}=f(g)$ необходимо иметь характеристику насоса согласно рис. 3-5. При постоянном перепаде давления в системе $\overline{\Delta p_c}=1$, т. е. $\Delta p_c=\Delta p_{c\ \text{макс}}$, и выражение (3-48) принимает вид:

$$g=\frac{1}{\sqrt{1+A\left(\frac{1}{K^2}-1\right)}}. \tag{3-50}$$

При $\mu_{\text{кл}}=\text{const}$ коэффициент формы рабочей расходной характеристики однозначно определяет зависимость между расходной и конструктивной характеристиками, т. е.

$$g=\sqrt{\frac{\overline{\Delta p_c}}{1+A\left(\frac{1-\overline{f}^2_{\text{кл}}}{\overline{f}^2_{\text{кл}}}\right)}}. \tag{3-51}$$

С другой стороны, если задана рабочая расходная характеристика, близкая по форме к любой из трех характеристик — линейной, равнопроцентной или параболической, то можно установить необходимую внутреннюю характеристику клапана. Зависимость между ними с учетом изменения перепада давления в системе и величины A находится из выражений (3-48) и (3-50).

Выразим коэффициент A через отношение коэффициента сопротивления полностью открытого клапана $\zeta_{\text{кл.макс}}$ к коэффициенту сопротивления системы, включая регулирующий орган, $\zeta_{\text{с.макс}}=\zeta_{\text{тр}}+\zeta_{\text{кл.макс}}$:

$$A=\frac{\zeta_{\text{кл.макс}}}{\zeta_{\text{с.макс}}}=\frac{\zeta_{\text{кл.макс}}}{\zeta_{\text{тр}}+\zeta_{\text{кл.макс}}}=\frac{1}{\frac{\zeta_{\text{тр}}}{\zeta_{\text{кл.макс}}}+1}. \tag{3-52}$$

При уменьшении величины A разница между рабочей расходной и внутренней (при $A=1$) характеристиками возрастает (рис. 3-11 и 3-12). Из графиков и зависимости (3-52) видно, насколько при этом существенно влияние коэффициента сопротивления участка трубопровода $\zeta_{\text{тр}}$, в котором установлен клапан. Путем изменения A можно получать требуемые по условиям регулирова-

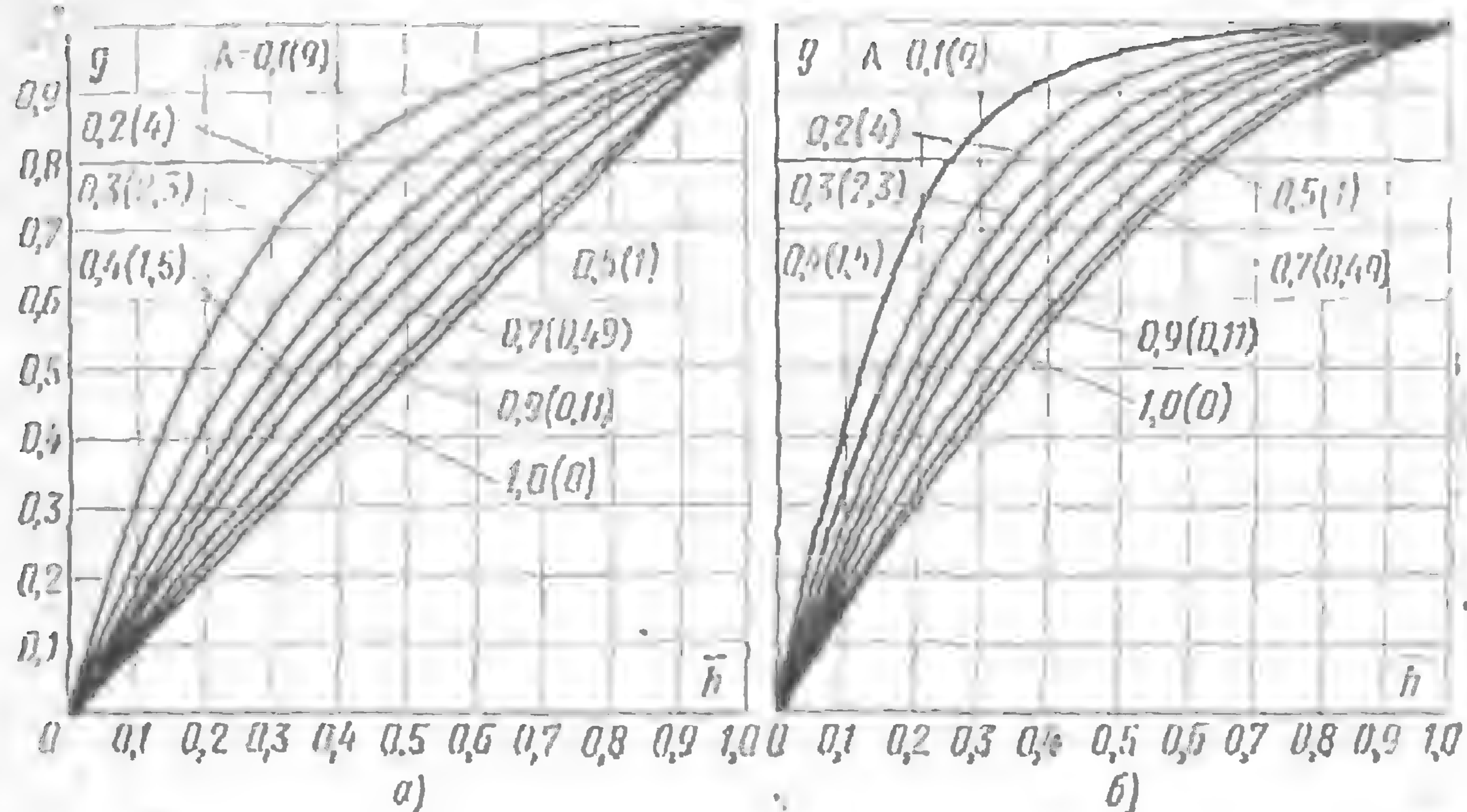


Рис. 3-11. Рабочие расходные характеристики клапана с линейной внутренней характеристикой $\bar{K}=\bar{h}$ при различных значениях A.

а — при постоянном перепаде давления в системе. б — при переменном перепаде давления в системе. Значения в скобках соответствуют $\zeta_{тр}/\zeta_{кл\ макс}$

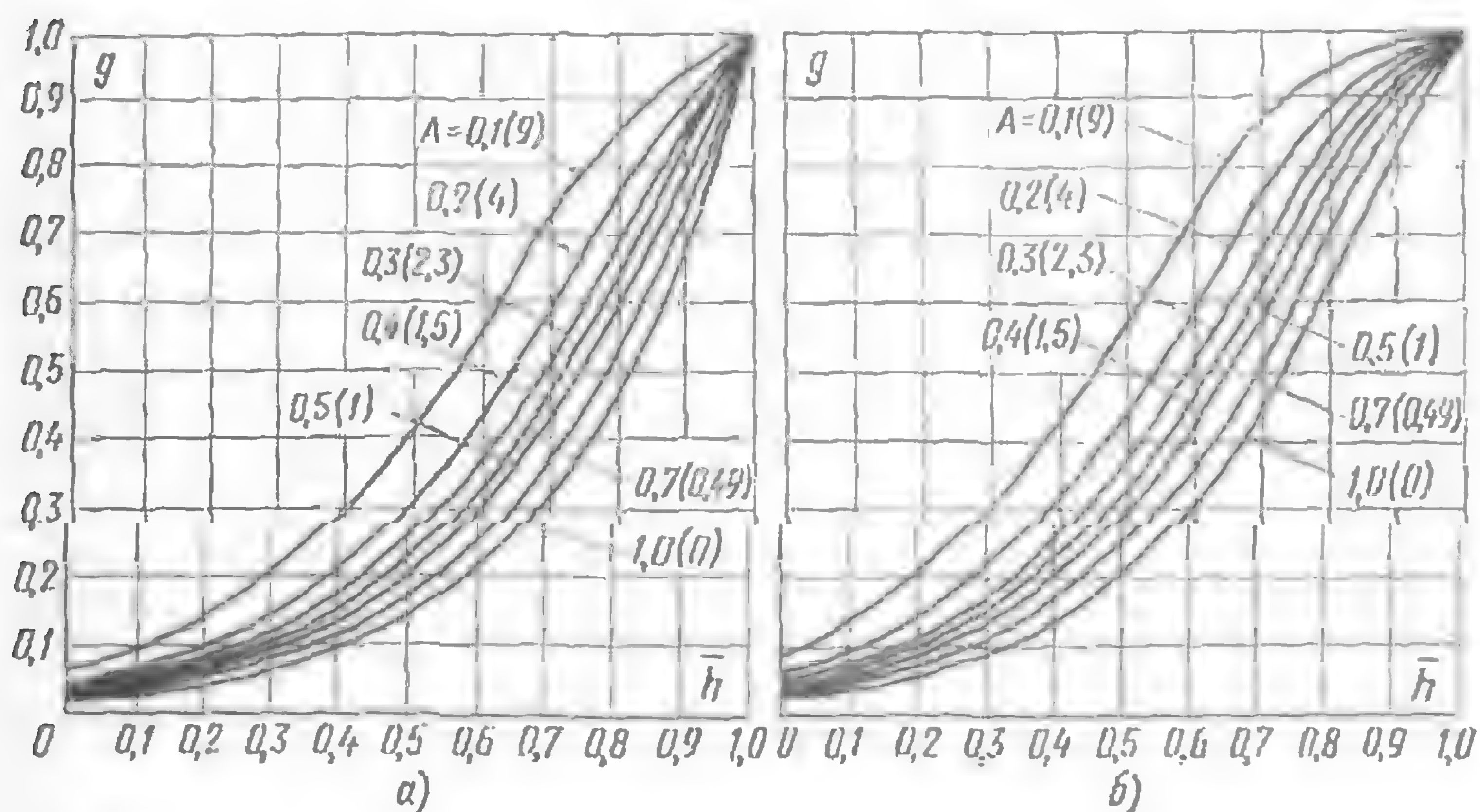


Рис. 3-12. Рабочие расходные характеристики клапана с равнопроцентной внутренней характеристикой $\bar{K}=\bar{K}_{мин}^{1-\bar{h}}$ при $\bar{K}_{мин}=0,02$ и различных значениях A.

а и б — то же, что и на рис. 3-11

ния формы рабочих характеристик. Для обеспечения линейной или близкой к ней рабочей характеристики, наиболее часто применяемой в регулирующих органах, можно рекомендовать следующие методы.

1. При постоянном перепаде давления в системе целесообразно применять клапаны с линейной внутренней характеристикой (при $A>0{,}4$) и с равнопроцентной внутренней (при $A\leqslant 0{,}4$ и $\overline{K}_{\text{мин}}=0{,}02\div 0{,}04$).

2. При переменном перепаде давления в системе лучше применять клапаны с равнопроцентной внутренней характеристикой (при $A\leqslant 0{,}5$ и $\overline{K}_{\text{мин}}=0{,}02\div 0{,}04$).

Уравнение рабочей характеристики в общем виде можно также выразить через коэффициенты сопротивления системы с регулирующим органом [Л. 51]:

$$g=\sqrt{\frac{\zeta_{\text{с.макс}}}{\zeta_{\text{с}}}\,\overline{\Delta p_{\text{с}}}}=\sqrt{\frac{\zeta_{\text{тр}}+\zeta_{\text{кл.макс}}}{\zeta_{\text{тр}}+\zeta_{\text{кл}}}\,\overline{\Delta p_{\text{с}}}}\,. \qquad (3\text{-}53)$$

Здесь предполагается, что максимальный расход среды соответствует полному открытию регулирующего органа.

При постоянном или мало изменяющемся перепаде давления в системе формула (3-53) упрощается и с учетом зависимости (3-52) принимает вид:

$$g=\sqrt{\frac{\zeta_{\text{с.макс}}}{\zeta_{\text{с}}}}=\sqrt{\frac{\zeta_{\text{кл.макс}}}{A\,(\zeta_{\text{тр}}+\zeta_{\text{кл}})}}\,. \qquad (3\text{-}54)$$

Когда постоянный перепад давления в системе срабатывается в регулирующем органе, т. е. когда $\zeta_{\text{тр}}=0$ и $A=1$, уравнение рабочей характеристики (3-54) переходит в уравнение внутренней характеристики ($g=\overline{K}$):

$$\overline{K}=\sqrt{\frac{\zeta_{\text{кл.макс}}}{\zeta_{\text{кл}}}}=\frac{1}{\sqrt{\overline{\zeta}_{\text{кл}}}}\,. \qquad (3\text{-}55)$$

Таким образом, можно представить $\overline{\zeta}_{\text{кл}}=1/\overline{K}^2$. Имея зависимости $\overline{K}=f(\overline{h})$, легко вычертить графики $\overline{\zeta}_{\text{кл}}=f(\overline{h})$, с помощью которых, зная $\zeta_{\text{кл.макс}}$, можно по уравнению (3-54) рассчитать и построить рабочие расходные характеристики для различных значений g. Они будут аналогичны графикам на рис. 3-11 и 3-12, построенным по уравнениям (3-48) и (3-50).

Чтобы построить рабочую характеристику регулирующего органа с учетом поправочных коэффициентов на влияние вязкости для жидкостей Ψ и на расширение для газообразных сред ε, необходимо в формулы (3-53) и (3-54) вместо значений коэффициентов сопротивления

$\zeta_{кл}$ и $\zeta_{кл\,макс}$ подставить значения, вычисленные по общей формуле

$$\zeta'_{кл}=\zeta_{кл}/\varepsilon^2\Psi'^2,$$

где Ψ' определяется из графика на рис. 3-6, а ε — по формуле (2-59) или (3-36).

Расчетные формы характеристик в рабочих условиях до некоторой степени видоизменяются. Их искажение, в частности, обусловлено потерей давления в корпусе клапана. В силу этого при определенных условиях никакое дальнейшее регулирование не может быть осуществлено, поскольку большая часть перепада давления на клапане будет срабатываться в самом корпусе. В клапанах с удобообтекаемой проточной частью и, следовательно, небольшой потерей давления в корпусе фактическая регулировочная характеристика приближается к расчетной для данного типоразмера арматуры при заданных условиях. Тот факт, что ход односедельного клапана больше хода двухседельного того же условного диаметра, также ведет к более точному воспроизведению расчетных расходных характеристик.

Следует помнить, что работа арматуры на перепаде, меньшем расчетного, или завышенный размер клапана при неправильном выборе коэффициента запаса, кроме искажения расчетной характеристики, приводит к нарушению заданного диапазона регулирования, точнее, несоответствию действительного хода плунжера расчетной пропускной способности клапана.

Несовпадение расходных характеристик может быть следствием и того, что их обычно не связывают с направлением потока среды, протекающей через регулирующий орган, и тем самым не учитывают разницу в коэффициентах расходов для двух направлений потока, когда клапан может быть установлен в трубопроводе с подачей среды на плунжер или под плунжер. Практика показывает, что пропускная способность, например, односедельных клапанов при подаче среды под плунжер увеличивается на 5—10% [Л. 52].

Во многих случаях в эксплуатации наблюдается изменение формы расходной характеристики и уменьшение пропускной способности клапанов из-за влияния трубопроводов, стыкованных с ними. Эффект этого влияния зависит от конструкции клапанов, конфигурации трубопроводов с установленной на них арматурой, а также от характера течения среды в них и их гидравлического сопротивления. Поэтому, как показывают исследования [Л. 53], выбор регулирующих органов надо производить с обязательным учетом фактического расположения клапана в системе, с разработкой и соблюдением особых требований к монтажу дроссельно-регулирующей арматуры.

Все разнообразные виды расходных характеристик, которые встречаются на практике и обусловлены конструктивными особенностями регулирующих органов, в сущности являются разновидностями типичных теоретических характеристик, рассмотренных выше (рис. 3-10). Некоторые из них при $\Delta p_{кл}=\text{const}$ приведены на рис. 3-13 [Л. 54].

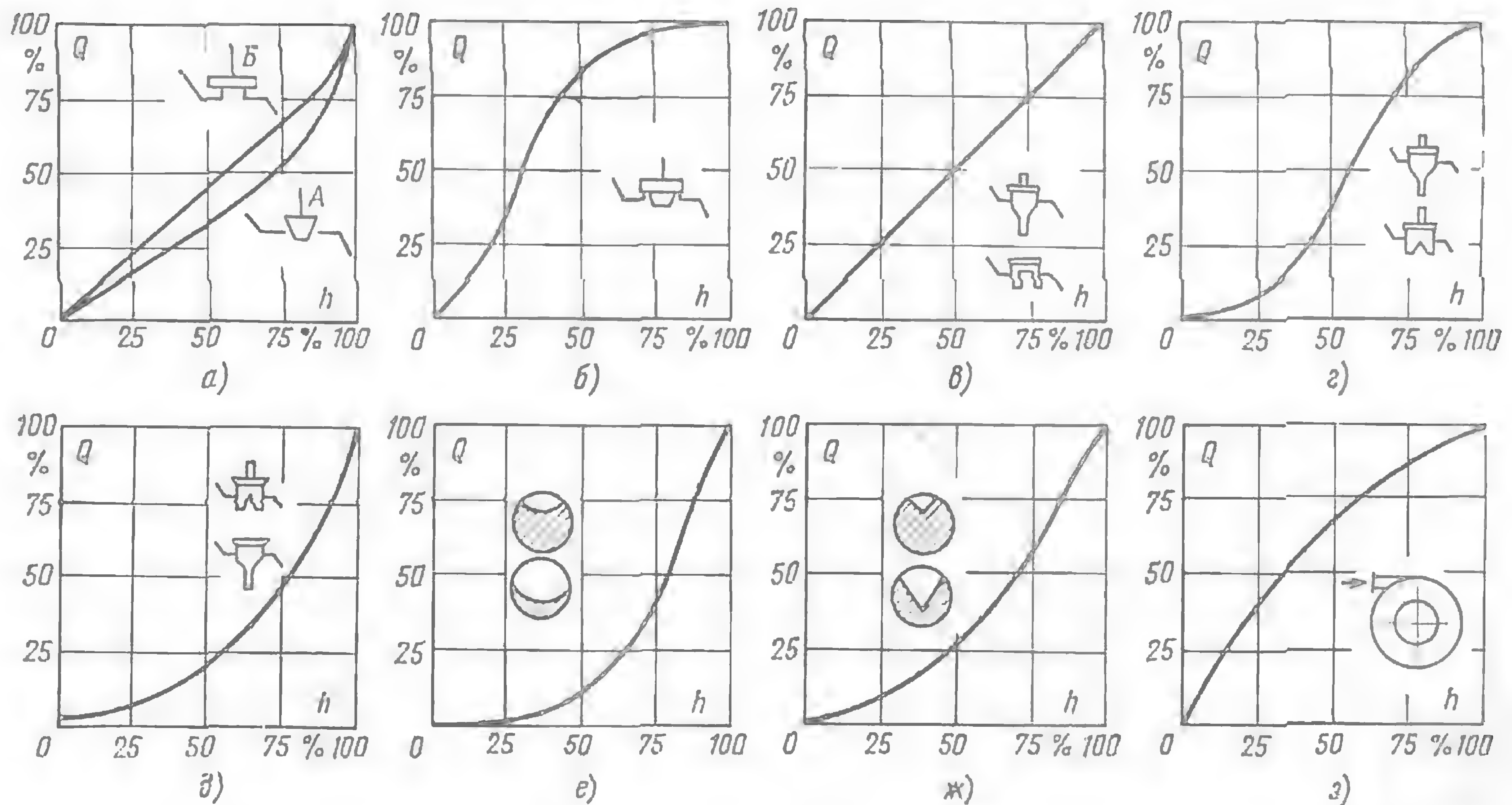


Рис. 3-13. Виды расходных характеристик для различных типов регулирующих органов при $\Delta p_{кл}=\mathrm{const}$.

Быстродействующим (быстрооткрывающимся) клапанам присущи характеристики, показанные на рис. 3-13,*а*. Клапан с коническим плунжером (*А*) имеет линейную характеристику до 70% хода, тарельчатый (*Б*) — линейную почти до полного открытия регулирующего органа. При этом в тарельчатом клапане полная пропускная способность достигается при малом ходе, так как проходное сечение становится равным площади седла уже при подъеме плунжера на 1/4 диаметра седла. Оба клапана хорошо работают в системах с постоянным перепадом давления.

Клапанам с двухпозиционным регулированием по типу «открыто — закрыто» чаще соответствует так называемая полудроссельная характеристика. Ее форма показана на рис. 3-13,*б*. На четвертой части хода плунжера она линейна. Конструктивно это соответствует коническому выступу плунжера тарельчатого типа, который позволяет предотвратить гидравлический удар в трубопроводе при быстром открытии затвора. Клапаны с полудроссельной характеристикой также имеют уменьшенный ход плунжера.

Клапаны, которые должны иметь линейную расходную характеристику (при равных приращениях хода плунжера получаются равные приращения расхода), конструктивно выполняются с прямоугольной формой окон золотника или со специальной профилировкой плунжера (рис. 3-13,*в*). При этом при одинаковых $D_у$ пропускная способность клапанов с профилированным плунжером выше, чем у клапанов с прямоугольными окнами. Более точное регулирование расхода осуществляется клапанами с характеристикой, обладающей меньшей крутизной. Они обычно применяются в тех случаях, когда большая часть давления в системе срабатывается в регулирующем органе. В таких клапанах для получения одного и того же изменения расхода требуется большая величина хода плунжера (золотника).

Частным случаем линейной характеристики является ограниченно-линейная с уменьшенным диапазоном регулирования (рис. 3-13,*г*). Она получается при V-образной форме окна в золотнике или специальной профилировке плунжера. По сравнению с V-образным золотником профилированный плунжер меньше подвержен износу, менее склонен к заеданию и вибрации. Пропускная способность клапана с профилированным плунжером несколько

выше, чем у золотникового. Ограниченно-линейная характеристика также может быть применена для клапанов с большим ходом, что позволяет точнее устанавливать плунжер (золотник) в положение, соответствующее заданному расходу. При малых расходах она обеспечивает хорошее качество регулирования, так как для получения малого изменения расхода требуется большое перемещение. Однако при высоких нагрузках это преимущество теряется, поскольку на практике часто желательно иметь большие изменения расхода среды.

Указанный недостаток отсутствует в клапанах, выполненных с V-образной формой окна в золотнике или профильным плунжером, но имеющих равнопроцентную характеристику (рис. 3-13,*д*). Теоретически она дает возможность получить хорошее качество регулирования в широком диапазоне изменения нагрузок с помощью клапана одного размера. В таком клапане равные приращения хода плунжера влекут за собой постоянную скорость изменения расхода.

В поворотных клапанах золотник имеет окна, расположенные по его окружности так, что поворот его приводит к открытию или закрытию клапана. В полностью открывающихся клапанах с круглыми окнами в золотнике проходное отверстие образуется двумя пересекающимися окружностями (рис. 3-13,*е*). Расходная характеристика получается почти линейной в последней трети перемещения золотника, где регулируется 75% расхода. При выполнении профиля проходного отверстия в виде окна V-образной формы можно добиться характеристики, приближающейся к равнопроцентной и обеспечивающей лучшее регулирование, чем поворотный клапан с круглыми окнами (рис. 3-13,*ж*).

В ряде конструкций клапанов предотвращение пульсаций потока и возможность срабатывания больших перепадов давления среды обеспечиваются закручиванием потока. В клапане такого типа поток, закрученный при тангенциальной подаче среды в корпус, поступает в центр, где плунжер перекрывает седло. Расходная характеристика такого клапана изменяется почти линейно до 60% хода плунжера (75% расхода) (рис. 3-13,*з*). В области полного открытия расход увеличивается медленнее.

Общим требованием для всех рассмотренных разновидностей расходных характеристик является обеспече-

ние плавного изменения расхода среды при перемещении регулирующего органа, т. е. рекомендуется по возможности избегать резких изменений крутизны характеристики. При этом для качественной работы регулятора существенное значение имеет однозначность характеристики, когда одному положению регулирующего органа соответствует только одно значение расхода среды.

Регулирующие органы должны иметь расходные характеристики, близкие к оптимальным. В большинстве случаев на практике им соответствует линейная зависимость между статическим отклонением регулируемого параметра и положением регулирующего органа во всем диапазоне регулирования. Именно таким требованиям должны удовлетворять, например, характеристики клапанов питания. Линейная характеристика, как отмечалось, обычно предпочтительна при перепаде давления на клапане более 40% общего перепада в системе ($A>0,4$), а также в случае, если корректирующее действие регулирующего органа должно быть линейным и иметь одинаковую скорость во всем диапазоне регулирования.

Многие технологические процессы на электростанциях протекают нелинейно. Для случаев, когда динамические свойства объекта регулирования зависят от положения регулирующего органа, оптимальна чаще всего криволинейная характеристика, частично компенсирующая изменение динамических свойств объекта и обеспечивающая постоянство оптимальных параметров настройки регулятора. Например, нелинейность наблюдается при значительном изменении перепада давления на линии при подъеме нагрузки на котле от минимальной до максимальной. При этих условиях перепад на клапане может составлять малую долю общего перепада при больших нагрузках и большую — при малых. Поэтому криволинейные характеристики целесообразны для таких пусковых регулирующих органов, как, например, клапаны впрыска охлаждающей воды в РОУ, дроссельные клапаны пускового узла со встроенным сепаратором и т. д.

Зона устойчивости процесса авторегулирования при малых расходах среды через клапан может значительно сужаться вследствие относительного увеличения выбега сервопривода. При необходимости обеспечения большой глубины регулирования оптимальной также будет криволинейная характеристика, близкая по форме к равнопроцентной и имеющая минимальную крутизну в зоне ма-

лых расходов среды через клапан. Клапаны, имеющие равнопроцентную характеристику, рекомендуется применять, например, в следующих случаях:

1) если перепад давления на клапане составляет небольшую часть общего перепада в системе, обычно меньше 40%;

2) если перепад давления на клапане меняется в широких пределах или меняются условия установленного режима работы.

Каждая расчетная расходная характеристика в условиях эксплуатации может отличаться от фактической. В этом случае ее корректировка может быть выполнена либо путем изменения профиля плунжера или окон в золотнике (шибере), либо путем изменения характеристики сервопривода за счет введения нелинейной связи между исполнительным механизмом и регулирующим органом. Методы преобразования рабочих расходных характеристик даются ниже.

Для обеспечения оптимальных расходных характеристик регулирующей арматуры энергоблоков необходимо знать фактические перепады давления на всех регулирующих органах, которые вместе с заданными расходными характеристиками и параметрами рабочей среды являются исходными данными для расчета проходных сечений, т. е. определения конструктивных характеристик регулирующих органов.

Конструктивные характеристики для ряда регулирующих органов могут быть выражены аналитическими зависимостями [Л. 26, 34].

Проходное сечение тарельчатого клапана с плоской опорной поверхностью (рис. 3-14,а) изменяется в зависимости от хода плунжера согласно уравнению $f_{кл}=\pi D_c h$. При максимальном ходе плунжера $h_{макс}=0{,}25D_c$ положение тарелки соответствует полному открытию, при котором проходное сечение клапана равно сечению седла $f_{кл.макс}=F_c$.

Уравнение конструктивной характеристики тарельчатого клапана с конической опорной поверхностью в соответствии с обозначениями на рис. 3-14,б имеет вид:

$$f_{кл}=\pi h \sin \delta/2 (d+h \sin \delta/2 \cos \delta/2). \qquad (3\text{-}56)$$

В частности, для плунжера с углом при вершине конуса $\delta=90°$ проходное сечение вычисляется как $f_{кл}=2{,}22(d+0{,}5h)$. При этом максимальный ход клапана составляет $h_{макс}=0{,}306d$.

У игольчатых клапанов (рис. 3-14,в) конструктивная характеристика описывается уравнением

$$f_{кл}=\pi h \sin \delta/2 (D_c-h \sin \delta/2 \cos \delta/2). \qquad (3\text{-}57)$$

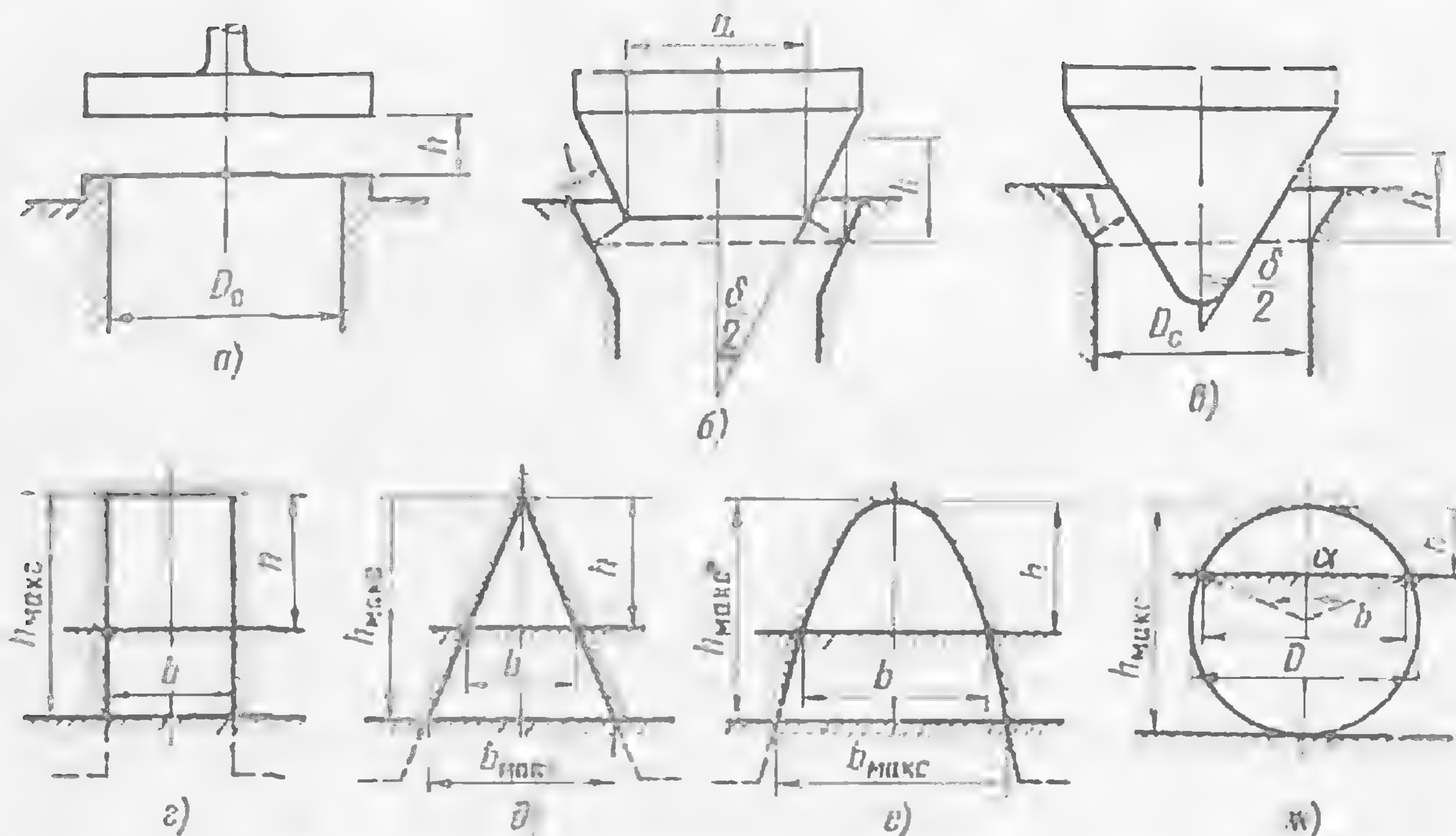


Рис 3-14. Схемы для определения проходных сечений регулирующих клапанов.

Для плунжера с углом $\delta=15^\circ$ $f_{кл}=0{,}41h(D_c-0{,}13h)$. Соответственно максимальный ход $h_{макс}=3{,}78\,D_c$.

В золотниковых клапанах с поступательным и поворотным перемещением регулирующего органа регулируемые проходные сечения представляют собой окна различной формы, выполненные в золотнике. Площадь прохода среды в клапане с окнами прямоугольного сечения (рис. 3-14,г) $f_{кл}=nbh$, где n — количество окон в золотнике. Соответственно максимальное проходное сечение клапана $f_{кл\,макс}=nbh_{макс}$. В относительных единицах характеристика клапана с прямоугольными окнами имеет вид $\bar f_{кл}=\bar h$.

Конструктивная характеристика клапана с треугольными окнами (рис 3-14,д) подчиняется параболической зависимости $f_{кл}=nb_{макс}\,h^2/2h_{макс}$, где $b_{макс}$ — ширина основания треугольного окна при $h=h_{макс}$. Максимальное проходное сечение клапана $f_{кл\,макс}=nb_{макс}\cdot h_{макс}/2$. Уравнение конструктивной характеристики клапана с треугольными окнами $\bar f_{кл}=\bar h^2$.

Характеристика проходного сечения клапана с параболическими окнами (рис. 3-14,е) $f_{кл}=2nb_{макс}\sqrt{h^3}/3\sqrt{h_{макс}}$. Максимальное проходное сечение равно $f_{кл.макс}=2nb_{макс}h_{макс}/3$. Характеристика клапана с параболическими окнами $\bar f_{кл}=\sqrt{\bar h^3}$.

Для простоты изготовления окна в золотниках часто выполняют в виде круглых отверстий (рис. 3-14,ж). Сечение сегмента, образующего проходное сечение, определяется формулой

$$f_{кл}=\frac{D^2}{4}\left(\frac{\pi}{360}\alpha-\frac{1}{2}\sin\alpha\right), \qquad (3\text{-}58)$$

где $\alpha=2\arccos(1-2h/D)$.

Конструктивная характеристика круглого отверстия имеет S-образную форму и подчиняется уравнению

$$f_{кл}=\frac{1}{\pi}\left[\arccos(1-2\bar h)-2(1-2\bar h)\sqrt{\bar h-\bar h^2}\right]. \qquad (3\text{-}59)$$

Окна для прохода среды в золотниках могут быть также комбинированными т. е. составленными, например, из треугольников и прямоугольников.

В связи с большим разнообразием рабочих условий, при которых работают регулирующие органы на электростанциях, их плунжеры и окна в золотниках (шиберах) подвергаются специальному профилированию, методика выполнения которого рассматривается ниже.

3-4. Расчет и выбор регулирующих органов

Цель расчета регулирующего клапана обусловливает его порядок. В одном случае для известных условий работы и заданного типоразмера клапана необходимо определить его пропускную способность с построением рабочей расходной характеристики. Такой расчет носит поверочный характер. В другом случае целью расчета является выбор типоразмера клапана, который позволил бы, исходя из условий работы, обеспечить заданную пропускную способность и заданную рабочую характеристику. Такой расчет называется конструктивным.

В зависимости от полноты исходных данных расчеты могут быть приближенными или точными. Для точного расчета клапана необходимы данные о свойствах системы с учетом характеристик взаимосвязанного с ней основного и вспомогательного энергооборудования. Наиболее важные из этих показателей приведены в приложении. Правильный выбор размеров клапана невозможен без предварительного анализа рабочих условий и знания действительного характера протекания среды через клапан. Неправильно выбранный клапан не может обеспечить высокое качество регулирования системы.

При выборе серийно изготовляемых клапанов по требуемой пропускной способности величина K, рассчитанная по формулам табл. 3-1, не всегда совпадает с одним из табличных значений. Чаще она лежит между известными значениями K для двух типоразмеров клапанов. Как правило, выбирается ближайший типоразмер с бо́льшим K, превышающим расчетное, с тем, чтобы удовлетворить условию возможного увеличения расхода в процессе регулирования. Пусть, например, для клапана D_y100 $K=170$, а для D_y150 $K=360$. Если расчетная величина K составляет 180, то необходимо брать клапан

со значением K, равным 360. Для большей достоверности выбранного значения расчет рекомендуется повторить с более глубоким анализом рабочих условий, так как наиболее частыми ошибками при определении K являются занижение перепада давления или завышение коэффициента запаса по расходу. В результате анализа рабочих условий и повторного расчета величины K может оказаться, что она лежит ниже известного значения $K=170$ для меньшего размера клапана.

Диапазон регулирования R должен назначаться с некоторым запасом, обусловленным, например, возможным несовпадением выбранных и действительных значений максимального и минимального расходов, особенностями работы регулирующего органа в системе, а также условиями регулирования.

В зависимости от назначения регулирующих органов на котлоагрегате величина коэффициента запаса может быть разной.

Ниже приводятся значения коэффициента запаса κ для клапанов некоторых типов.

Регулирующие питательные клапаны . .	1,1—1,25
Регулирующие клапаны впрыска	2,0—2,5
Клапаны регуляторов уровня в ПНД и ПВД	1,3

Для клапанов других назначений, если коэффициент запаса по расходу неизвестен, расход принимается на 10% больше установленного расчетом ($\kappa=1,1$), например, по методу теплового баланса с тем, чтобы при номинальном (расчетном) расходе среды использовать 85—90% хода регулирующего органа.

При конструктивном расчете плунжер профилируется по конкретной рабочей расходной характеристике, желаемая форма которой выбирается на основании соответствующих динамических расчетов системы автоматического регулирования. Для ее построения должна быть известна гидравлическая характеристика клапана, т. е. зависимость перепада давления на клапане от расхода среды через него $\Delta p_{кл}=f(G)$. При $\Delta p_{кл}=\mathrm{const}$ расчет клапана и построение рабочей характеристики упрощаются по сравнению с $\Delta p_{кл}=\mathrm{var}$, так как изменение расхода будет зависеть только от изменения проходного сечения $f_{кл}$ и коэффициента расхода $\mu_{кл}$. При постоянном перепаде давления на клапане рабочую характери-

стику удобнее строить, задаваясь значениями хода h; при переменном перепаде давления удобнее задаваться значениями расходов G.

Для определения $\Delta p_{кл}=f(G)$ необходимо знать изменение перепада давления в регулируемой системе $\Delta p_с = f(G)$. Для существующей системы с известной характеристикой сети (трубопровода) величина $\Delta p_с$ обычно дается, а следовательно, известно изменение давления насоса. В этом случае типоразмер клапана выбирается из условия срабатывания на нем избыточных перепадов давления при обеспечении заданной рабочей характеристики. Опыт эксплуатации показал, что значение перепада давления при максимальном расходе, как правило, превышает минимально необходимое по условию минимальных затрат энергии на регулирование. Отсюда возможны случаи, когда максимальный расход возможен при неполном открытии регулирующего органа. Методика определения гидравлической характеристики клапана при постоянном и переменном перепадах давления в системе $\Delta p_с$ приведена в § 3-1.

При проектировании системы, когда подлежит определению характеристика насоса, типоразмер клапана рассчитывается из условий срабатывания минимального перепада давления при максимальном расходе через полностью открытый клапан. Здесь следует помнить, что минимальный перепад на клапане нельзя брать произвольно. При определенном значении перепада давления на клапане при полном его открытии пропускная способность клапана будет ограничена из-за возрастающих потерь давления в местных сопротивлениях корпуса и трубопровода. Таким образом, всегда будет существовать предельно допустимое минимальное значение $\Delta p_{кт}$, ниже которого происходит потеря регулировочных свойств клапана. Величина его должна определяться на основе технико-экономических расчетов с учетом точности измерительных приборов. С другой стороны, для обеспечения надежной работы регулирующих органов необходимо, чтобы перепад давления на клапане по возможности не превышал критического, приводящего (в зависимости от состояния среды) к кавитации, мгновенному парообразованию, сверхзвуковому истечению.

Превышение критического перепада давления, вызывающего кавитацию, кроме ограничения расхода, может привести к серьезным механическим повреждениям про-

точной части клапана. Пределы бескавитационной работы клапана можно определить, например, с помощью критического числа кавитации $\sigma_{кр}$ или коэффициента восстановления давления $K_{вд}$ по формулам (2-32) и (3-24).

Предельно допустимый перепад давления, соответствующий вскипанию жидкости, устанавливается также из соотношения между кинетической энергией и давлением насыщения протекающей жидкости [Л. 41]. В общем случае кинетическая энергия жидкости определяется уравнением

$$E = G\Delta p_{кл}/\rho,$$

где E — Дж; G — т/ч; $\Delta p_{кл}$ — Н/м²; ρ — т/м³.

считывается по предельному перепаду давления $\Delta p_{кл\,доп}$, определяемому для каждой конструкции клапана экспериментальным путем. Предельно допустимый перепад давления для конкретных рабочих условий находится из уравнения

$$\Delta p_{кл.доп} = \frac{\rho E_{пред}}{G}. \qquad (3\text{-}60)$$

Для односедельных и двухседельных клапанов величина $E_{пред}$, входящая в формулу (3-60), может быть определена из графика рис. 3-15, построенного по данным исследования кавитации в этих клапанах. Так как в односедельном клапане площадь проходного сечения примерно вдвое превышает площадь в равноценном по расходу двухседельном клапане, предельно допустимая скорость в нем $W_{доп}$ соответственно вдвое меньше. Поэтому предельная энергия потока в двухседельном клапане будет почти в 4 раза больше предельной энергии в односедельном. Это соотношение подтверждается графиком рис. 3-15. Из графика (рис. 3-15) или уравнения для E можно сделать вывод, что пропускная способность клапана для жидкости при температуре насыщения ($p_1 = p_{нас}$) равна нулю; таким образом, может показаться, что в случае мгновенного парообразования клапан работать не будет. На самом деле рабочая среда будет проходить через клапан, потому что уравнение (3-60) при $p_1 = p_{нас}$ неприменимо. Если кавитация возникает при образовании нестабильной паровой фазы, которая непрерывно переходит обратно в жидкостную, то насыщенная жидкость, испаряющаяся при дросселировании потока, образует стабильную паровую фазу,

и поэтому расход жидкости через клапан не испытывает ограничений по уравнению (3-60), относящемуся только к кавитационному режиму работы арматуры.

В бескавитационном режиме течения жидкости имеет место квадратичная зависимость между расходом и перепадом давления $Q = f(\sqrt{\Delta p_{кл}})$. Из графика на рис. 3-16, построенного по данным испытания двухседельного клапана $D_у 40$ [Л. 40], видно, что при определенном перепаде давления расходная кривая вследствие появления кавитации начинает отклоняться от квадратичной зависимости.

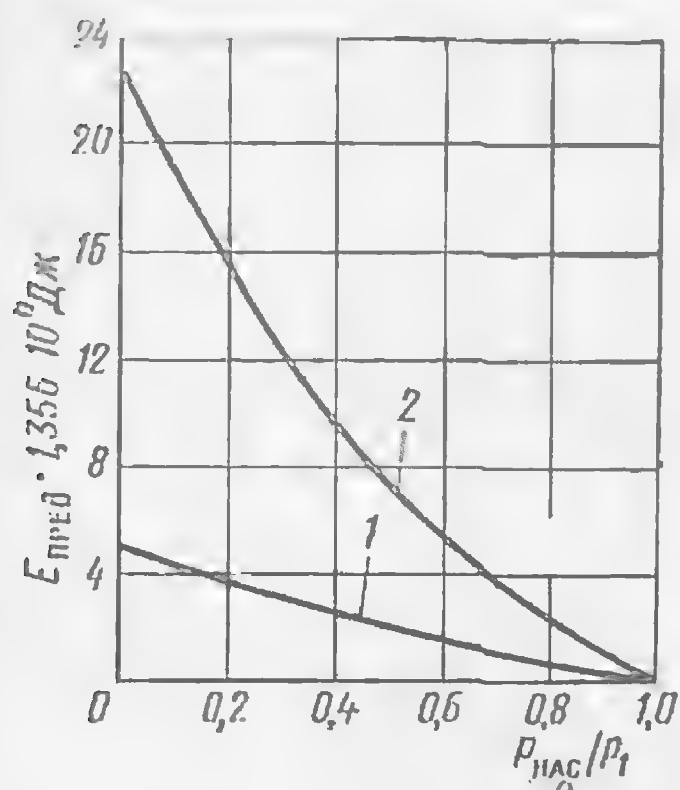


Рис. 3-15. Зависимость предельной кинетической энергии потока жидкости от отношения давления насыщения к давлению на входе клапана.

1 — односедельный клапан; *2* — двухседельный клапан

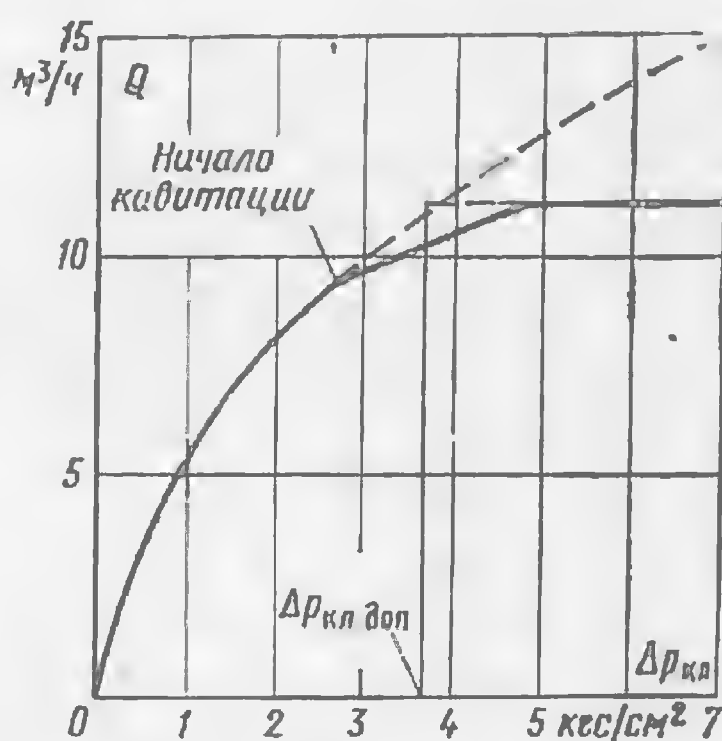


Рис. 3-16. Изменение расхода воды через двухседельный клапан $D_у 40$ в зависимости от перепада давления в кавитационном режиме ($\bar{h} = 0{,}25$; $p_1 = 7$ кгс/см²; $C_v = 6{,}6$; $C_f = 0{,}74$).

При дальнейшем увеличении перепада давления расход через клапан остается постоянным. Такой характер изменения расхода через клапан обусловлен изменением его гидравлического сопротивления с наступлением кавитационного режима течения (см. рис. 2-2). Предельному расходу соответствует перепад давления $\Delta p_{кл\ доп}$, определяемый по формуле (3-24).

В двухседельном регулирующем клапане происходит раздвоение потока, при котором одна часть потока проходит в седле через дроссельный клапан в виде конфузора, а вторая — через канал в виде диффузора. Наличие диффузорного канала с предшествующим сужением

проходного сечения благоприятствует более раннему возникновению кавитации по сравнению с течением в конфузорном канале. Установлено, что характер течения жидкости в седлах двухседельного клапана аналогичен течению через дроссельный канал углового односедельного клапана при направлении потока на плунжер или под плунжер, и это позволяет оценивать кавитационные характеристики двухседельных клапанов через кавитационные характеристики угловых клапанов [Л. 24]. Для двухседельных клапанов при прямом и обратном направлениях потока и угловых клапанов при направлении потока на плунжер эмпирическая зависимость между критическим числом кавитации $\sigma_{кр}$ и коэффициентом сопротивления $\zeta_у$ имеет вид $\sigma_{кр}=4{,}8\,\zeta_у-15$. Для угловых клапанов при направлении потока под плунжер рекомендуется соотношение $\sigma_{кр}=1{,}1\,\zeta_у$.

Теперь установим связь между критическим числом кавитации $\sigma_{кр}$, коэффициентом сопротивления клапана $\zeta_{кл}$ при данной степени открытия и коэффициентом восстановления давления $K_{в\,д}$. Выражение для $\zeta_{кл}$ можно записать как $\zeta_{кл}=2\Delta p_{кл\,доп}/\rho W^2_{доп}$, где $\zeta_{кл}$ — коэффициент сопротивления клапана в бескавитационном режиме и $W_{доп}$ — предельно допустимая скорость для бескавитационного течения, определяемая по формуле (2-32). Сопоставляя написанное выражение с зависимостями (2-30) и (3-24), можно найти, что $K_{в\,д}=\zeta_{кл}/\sigma_{кр}$.

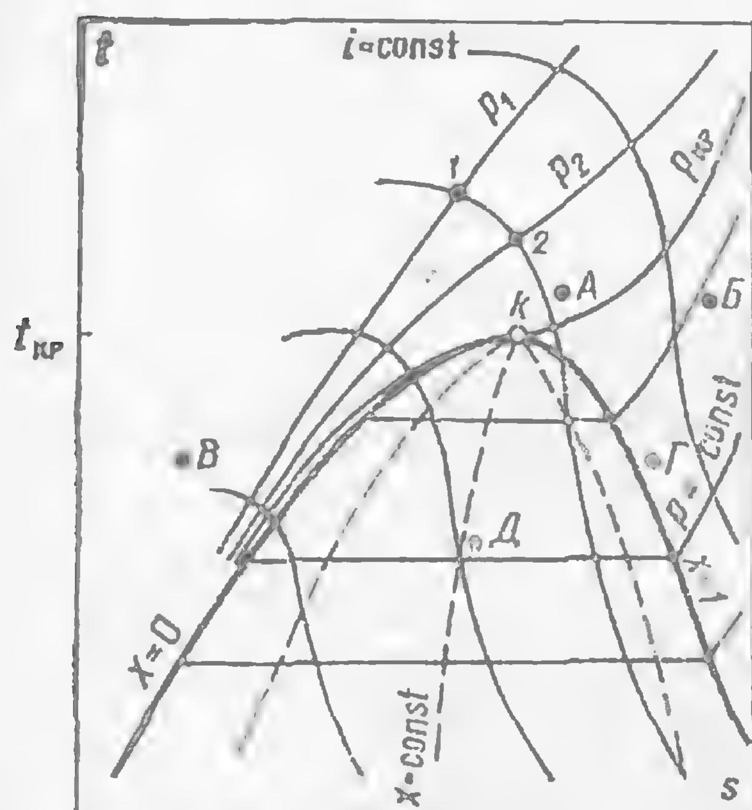
Как было показано выше, применяемая методика расчета клапана учитывает агрегатное состояние среды на входе в клапан и на выходе из него. Поэтому независимо от того, указано ли оно в исходных данных, необходимо всегда производить его проверку.

Агрегатное состояние среды на входе при известных температуре $t_1(T_1)$ и давлении p_1 определяется путем сравнения с критической температурой $t_{кр}(T_{кр})$ данной среды и давлением насыщения $p_{нас}$, соответствующим температуре t_1. Это сравнение из-за наглядности более удобно призводить с помощью термодинамических диаграмм состояния (рис. 3-17). В критической точке $к$ на диаграммах исчезает различие между жидкой и газообразной фазами. Начальная точка 1 с параметрами p_1, t_1 определяется пересечением изотермы $t_1(T_1)$ с изобарой p_1.

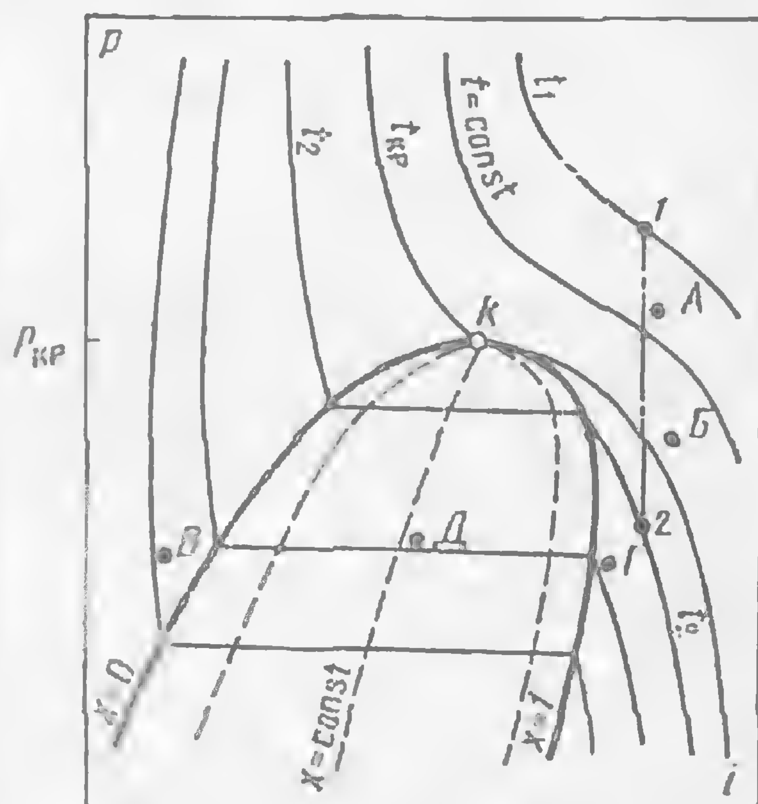
При $t>t_{кр}(T>T_{кр})$ среда находится в газообразном состоянии при любом давлении (точки $А$ и $Б$). (Напом-

ним, что область газообразного состояния среды, заключенная между критической изобарой $p=p_{кр}$ и верхней пограничной кривой, называется областью перегретого пара.)

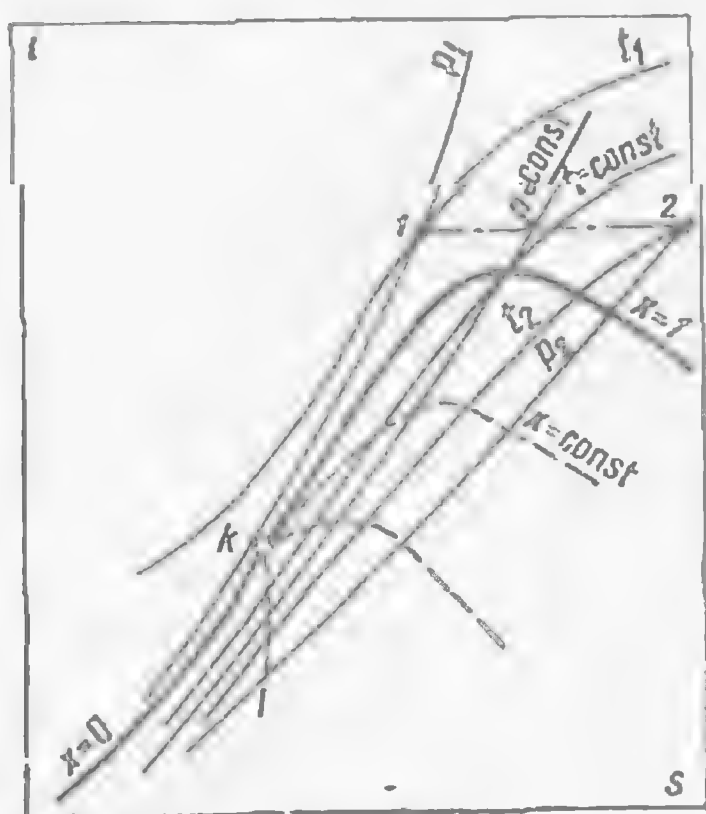
Если $t<t_{кр}$ $(T<T_{кр})$, то при $p_1>p_{нас}$ среда находится в жидком (точка *В*), а при $p_1<p_{нас}$ — в газообразном состоянии (точка *Г*). Для определения положения точки *Д* на линии насыщения при $p_1=p_{нас}$ должна быть дополнительно задана степень сухости влажного пара *x*.



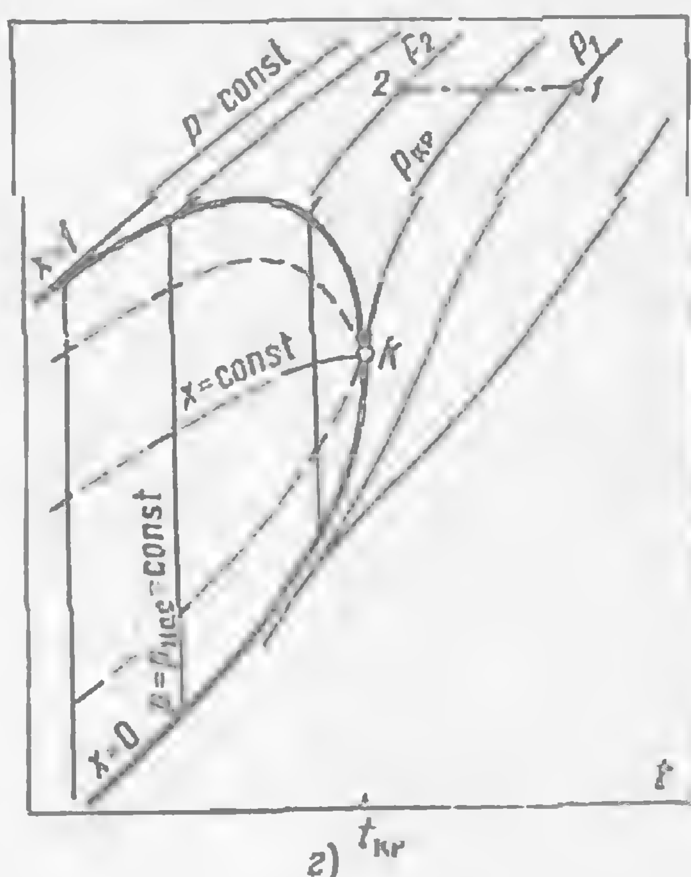
а)



б)



в)



г)

Рис. 3-17. Типичные диаграммы состояния в координатах *t*, *s* (*а*); *p*, *i* (*б*); *i*, *s* (*в*); *i*, *t* (*г*).

Процесс дросселирования в клапане ($i_1=i_2$) может сопровождаться изменением агрегатного состояния среды и ее температуры на выходе. Для установления конечного состояния среды после дросселирования более удобно пользоваться i, s-диаграммой. Чтобы определить температуру среды на выходе из клапана, необходимо из точки 1 (p_1, t_1), соответствующей ее начальному состоянию, провести изоэнтальпу ($i_1=\text{const}$) до пересечения с кривой заданного противодавления p_2. Температура среды после дросселирования определяется изотермой $t_2(T_2)$, проходящей через точку 2 на изобаре p_2. Для переохлажденной жидкости ($p_1>p_{нас}$) необходимо учитывать возможность образования влажного пара на выходе, степень сухости которого зависит от величины срабатываемого на клапане перепада давления. При истечении насыщенной жидкости ($p_1=p_{нас}$) на выходе из клапана всегда будет влажный пар.

Если на диаграммах (рис. 3-17) агрегатное состояние среды на выходе обусловлено положением точки 2, то при пользовании табличными данными [Л. 17, 18] необходимо сравнивать энтальпию переохлажденной жидкости на входе i_1 с энтальпией жидкости при насыщении i'_2, соответствующей конечному давлению p_2. При $i_1 \leqslant i'_2$ среда на выходе не меняет агрегатного состояния, т. е. остается жидкостью. Соотношение $i_1>i'_2$ указывает на наличие влажного пара на выходе. Степень сухости пара на выходе x_2 определяется либо непосредственно по диаграмме, либо рассчитывается по формуле (3-37). Определив значение x_2, легко рассчитать ρ_2 или v_2.

Поверочный расчет заданного типоразмера клапана обычно начинается с построения его конструктивной характеристики $f_{кл}=f(h)$ или $f_{кл}=f(m)$ и заканчивается построением расходной. Точный расчет соответствует случаю, когда при заданной гидравлической характеристике $\Delta p_{кл}=f(G)$ рабочая расходная характеристика определяется по известной внутренней характе-

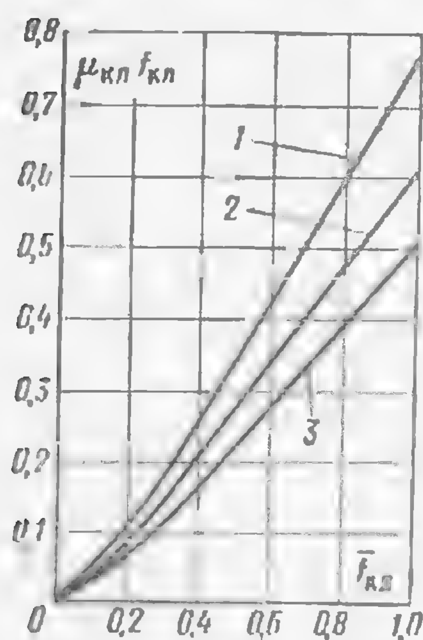


Рис. 3-18. Зависимость относительного эффективного проходного сечения от степени открытия клапана.

1 — клапаны односедельные с коническими и профилированными плунжерами; *2* — клапаны двухседельные с профилированными плунжерами и клапаны золотниковые; *3* — прочие клапаны.

ристике $K=f(h)$, учитывающей изменение коэффициента расхода $\mu=f(h)$. Если вместо значений K заданы $\mu_{кл}$ или $\zeta_{кл}$, пропускную способность можно установить по формулам табл. 3-1 с учетом зависимости (2-27).

При отсутствии опытных данных приближенный расчет пропускной способности для некоторых типов клапанов можно производить с помощью графика на рис. 3-18 [Л. 34]. В этом случае по графику определяется *коэффициент расхода* $\mu_{кл.макс}$ *при максимальной степени* открытия $\bar{f}_{кл.макс}$, после чего по формулам табл. 3-1 рассчитывается максимальный расход среды через клапан $G_{макс}$. Промежуточное значение расхода G для построения рабочей расходной характеристики определяется из уравнения

$$G=\frac{\mu_{кл}\bar{f}_{кл}}{\mu_{кл.макс}}G_{макс}. \qquad (3\text{-}61)$$

Прежде чем рассчитывать пропускную способность клапанов, предназначенных для работы на жидкой среде, *следует более тщательно проверять правильность выбранной* расчетной формулы с точки зрения возможного вскипания жидкости в клапане.

Для клапанов, работающих на вязких средах, необходимо вводить в расчет поправки на вязкость $K'=K/\Psi$, т. е. *фактическая пропускная способность клапана будет* меньше ($G'=G/\Psi$). Для газообразных сред вводится поправка на расширение ε.

Если полученная расходная характеристика отклоняется по форме от требуемой по условиям регулирования, *поверочный расчет состоит в определении гидравлической* характеристики $\Delta p_{кл}=f(G)$. Перепад давления на клапане для жидких сред определяется, например, из уравнения (2-26). При этом для вязкой среды фактический перепад на клапане должен быть выше $\Delta p'_{кл}=$ $=\Delta p_{кл}\Psi^2$.

Для газообразных сред определить $\Delta p_{кл}$ непосредственно из уравнений табл. 3-1 нельзя, так как коэффициент расширения ε зависит от отношения давлений $\beta=$ $=p_2/p_1$, а p_2 неизвестно. Как уже отмечалось, перепад на клапане через отношение давлений выражается как $\Delta p_{кл}=p_1(1-\beta)$. Значения β принимаются по табл. 3-4 в зависимости от величины функции $\psi'_{m=0}$, которая находится из уравнения (3-7). Максимальные значения $\psi'_{макс}$ приведены в табл. 2-6.

Таким образом, рассчитав $\Delta p_{кл}$, легко определить давление и температуру среды на выходе из клапана

Таблица 3-4

Значения функции $\Psi'_{m=0}$ в зависимости от отношения давлений β

β	$1-\beta$	Показатель адиабаты k			
		1,135	1,30	1,40	1,66
0,960	0,040	0,195	0,195	0,196	0,196
0,955	0,045	0,206	0,206	0,207	0,207
0,950	0,050	0,216	0,217	0,218	0,218
0,945	0,055	0,226	0,227	0,228	0,228
0,940	0,060	0,235	0,236	0,237	0,238
0,935	0,065	0,244	0,245	0,246	0,247
0,930	0,070	0,252	0,254	0,254	0,256
0,925	0,075	0,260	0,262	0,262	0,264
0,920	0,080	0,268	0,270	0,270	0,272
0,910	0,090	0,282	0,284	0,285	0,287
0,90	0,10	0,295	0,298	0,299	0,301
0,89	0,11	0,307	0,310	0,312	0,315
0,88	0,12	0,318	0,322	0,323	0,327
0,87	0,13	0,329	0,333	0,335	0,338
0,86	0,14	0,339	0,343	0,345	0,349
0,84	0,16	0,356	0,362	0,364	0,370
0,82	0,18	0,372	0,378	0,381	0,388
0,80	0,20	0,386	0,393	0,396	0,404
0,78	0,22	0,398	0,406	0,410	0,419
0,76	0,24	0,408	0,418	0,422	0,432
0,73	0,27	0,421	0,432	0,438	0,450
0,70	0,30	0,432	0,445	0,451	0,465
0,67	0,33	0,439	0,455	0,462	0,478
0,64	0,36	0,445	0,462	0,471	0,489
0,60	0,40	0,449	0,469	0,479	0,500
0,56	0,44	—	0,472	0,483	0,507
0,52	0,48	—	—	—	0,512
0,47	0,53	—	—	—	—
0,42	0,58	—	—	—	—
0,36	0,64	—	—	—	—
0,30	0,70	—	—	—	—
0,23	0,77	—	—	—	—
0,15	0,85	—	—	—	—

при заданных условиях на входе и построить гидравлическую характеристику, соответствующую требуемой расходной.

Конструктивный расчет клапанов при заданных рабочей расходной и гидравлической характеристиках сводится либо к выбору типоразмера клапана из числа серийно изготовляемых, либо к определению профиля плунжера или окон золотника конструируемого клапана.

В первом случае выбор типоразмера клапана наиболее просто производится путем сравнения расчетного значения $K^{\text{расч}}_{\text{макс}}$ с табличными значениями $K^{\text{табл}}_{\text{макс}}$ для данного ряда типоразмеров. Определение условного прохода $D_у$ и максимальной площади проходного сечения $f_{\text{кл макс}}$ удобнее и точнее производить с помощью графических зависимостей $K=f(m, D_у)$, построенных по опытным данным (рис. 3-19,*а*). Здесь следует помнить, что

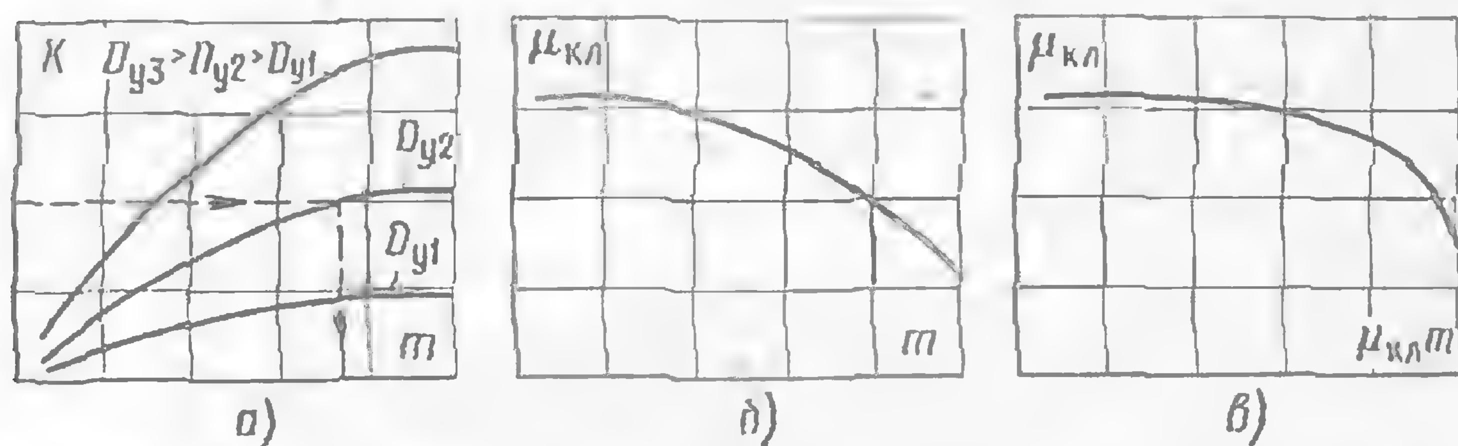


Рис. 3-19. Характерные графические зависимости, используемые при конструктивном расчете дроссельно-регулирующей арматуры.

каждая кривая построена с учетом принятой для данного типоразмера формы внутренней характеристики. Нахождение по графику искомых величин $D_у$ и m производится следующим образом. Проводим от точки на оси ординат, соответствующей значению $K^{\text{расч}}_{\text{макс}}$, горизонтальную линию до ее пересечения с крайней справа кривой, определяющей необходимый условный проход, и опускаем нормаль на ось абсцисс, точка пересечения с которой дает значение степени сужения проходного сечения клапана при максимальном расходе $m_{\text{макс}}$. После этого требуемое максимальное проходное сечение определяется из уравнения $f_{\text{кл макс}}=m_{\text{макс}}\cdot 0{,}785\,D^2_у$.

Если же для каждого клапана ряда типоразмеров ($D_{у1}$, $D_{у2}\ldots$), из которого производится выбор, заданы графические зависимости $\mu_{\text{кл}}=f(m)$, аналогичные показанной на рис. 3-19,*б*, то рассмотренные графики на рис. 3-19,*а* легко построить с использованием вспомогательных графических зависимостей $\mu_{\text{кл}}=f(\mu_{\text{кл}}, m)$ (рис. 3-19,*в*). Коэффициенты пропускной способности клапана конкретного условного прохода $D_у$ рассчитываются по формуле $K=5{,}04\,\mu_{\text{кл}}mF_у$.

При отсутствии опытных зависимостей вида $K=f(m, D_у)$ или $\mu_{\text{кл}}=f(m)$ выбор типоразмера клапана произ-

водится приближенно. Для этого, ориентируясь на опытные значения коэффициентов расхода или сопротивления для однотипных с выбираемым или близких по виду конструкций клапанов, принимают $\mu_{кл.макс}$ и $\zeta_{кл.макс}$ и по уравнению (2-27) определяют $f_{кл.макс}=K_{макс}/5{,}04\mu_{кл.макс}$ и $F_у=K_{макс}\sqrt{\zeta_{кл.макс}}/5{,}04$.

Для отдельных типов конструкций максимальное проходное сечение можно определить по формулам табл. 3-1, где коэффициент расхода $\mu_{кл.макс}$ находится из графика на рис. 3-18. Расчетный условный проход $D'_у$, соответствующий площади $F_у$, мм², определяется из соотношения $D'_у=1{,}13\sqrt{F_у}$. Расчетное значение $D'_у$ согласно ГОСТ 355-67 округляется до ближайшего большего значения. Подобрав типоразмер серийного клапана, приступают к его поверочному расчету.

Во втором случае конструктивного расчета, имеющем целью построение конструктивной характеристики и профилирование регулирующего органа, условный диаметр прохода $D_у$ и, следовательно, площадь $F_у$ обычно заданы. Площадь регулируемого проходного сечения $f_{кл}$ определяется по формулам табл. 3-1. Коэффициент расхода, входящий в формулы, устанавливается опытным путем на модели и строится в виде графических зависимостей $\mu_{кл}=f(m)$ или $\mu_{кл}=f(\mu_{кл}m)$ (рис. 3-19,*б*, *в*), либо принимается приближенно постоянной величиной в соответствии с типом конструкции (см. ниже). Для расчета $f_{кл}$ более удобным является использование произведения $\mu_{кл}m$, которое, в частности, для уравнения (3-1) выражается как

$$\mu_{кл}m=G/5{,}09\cdot10^{-4}F_у\sqrt{\Delta p'_{кл}\rho_1}.$$

Рассчитав значения $\mu_{кл}m$, по графикам вида $\mu_{кл}=f(\mu_{кл}m)$ определяют коэффициенты расхода клапана $\mu_{кл}$, а по графикам вида $\mu_{кл}=f(m)$ — соответствующие им степени сужения m. Площадь проходного сечения $f_{кл}$ находится из соотношения $\bar{f}_{кл}=f_{кл}/\bar{f}_{кл.макс}$. После этого строится конструктивная характеристика клапана $f_{кл}=f(h)$.

Рассмотрев порядок расчета конструктивной характеристики, которая является основой для последующего профилирования регулирующего органа, приходим к выводу, что она во многом зависит от правильности выбора величины и характера изменения коэффициента расхода, когда его значения, получаемые опытным путем, отсут-

ствуют. С его увеличением для одной и той же пропускной способности необходимая площадь проходного сечения уменьшается. С другой стороны, меньшее значение $\mu_{кл}$ еще не означает возрастания потерь давления в клапане, так как за счет увеличения $f_{кл}$ можно поддерживать отношение p_2/p_1 постоянным.

При конструктивном расчете клапана, как отмечалось, обычно пользуются значениями коэффициентов расхода или сопротивления, полученных при испытаниях и эксплуатации однотипных или близких к ним конструкций регулирующих органов. Приближенность таких расчетов допускает применение на практике приводимых ниже постоянных значений коэффициентов $\mu_{кл}$, установленных в лабораторных и эксплуатационных условиях для некоторых типов клапанов:

клапаны шиберного типа:	
с окнами	0,65—0,7
с многоканальным проходом	0,80—0,85
поворотные клапаны с круглыми отверстиями	0,4—0,55

При условии $\mu_{кл}=\mathrm{const}$ конструктивная характеристика для заданной рабочей расходной характеристики однозначно определяется по известным значениям $f_{кл.макс}$ и A. Так, уравнение конструктивной характеристики, соответствующее линейной рабочей характеристике $g=\bar{h}$ ($g_{мин}=0$), легко получить из уравнения (3-51)

$$\bar{f}_{кл}=\bar{h}\sqrt{\frac{A}{\Delta\bar{p}_c-(1-A)\,\bar{h}^2}}. \qquad (3\text{-}62)$$

Конструктивная характеристика, отражая изменение площади проходного сечения при его открытии, не дает представления о форме плунжера и окна в золотнике (шибере) клапанов. Форма их устанавливается профилированием так, чтобы изменение проходного сечения соответствовало конструктивной характеристике.

В игольчатых и скальчатых клапанах профиль плунжера определяется изменением кольцевого сечения между седлом и плунжером. Площадь этого сечения равна площади боковой поверхности усеченного конуса $f_{кл}=\pi(D_c+d)\,l/2$ (см. рис. 3-14,*в*). Конструктивно диаметр седла определяется из эмпирического соотношения $D_c=1{,}3\sqrt{f_{кл.макс}}$, где коэффициент 1,3 учитывает неполный выход плунжера из седла при максимальном открытии. В первом приближении диаметр седла можно установить также через D_y из соотношения $D_c=(0{,}4\div0{,}5)\,D_y$.

Для рабочего хода клапана $h_р$ рекомендуется соблюдать соотношение $h_р=(0,6\div0,8)D_с$.

Для построения профиля плунжера применяются в основном графоаналитические методы. Хорошо зарекомендовала себя упрощенная методика, дающая погрешность 7—8% в сторону увеличения площади проходного сечения [Л. 52]. Она состоит в том, что максимальный ход плунжера делится на несколько равных частей, и для каждого положения вычисляется диаметр приближенного профиля в предположении, что проходным сечением является площадь кольца, а профиль плунжера соответствует разности диаметров седла и плунжера $d'=D_с-2l'$ (рис. 3-20). Построенный в крупном масштабе приближенный профиль (на рис. 3-20 показан пунктиром) затем корректируется путем построения огибающей к полуокружностям, проводимым радиусом $l'=(D_с-d')/2$ из центров в точках, соответствующих положениям кромки седла. За точкой касания огибающей с последней полуокружностью профиль плунжера плавно округляется.

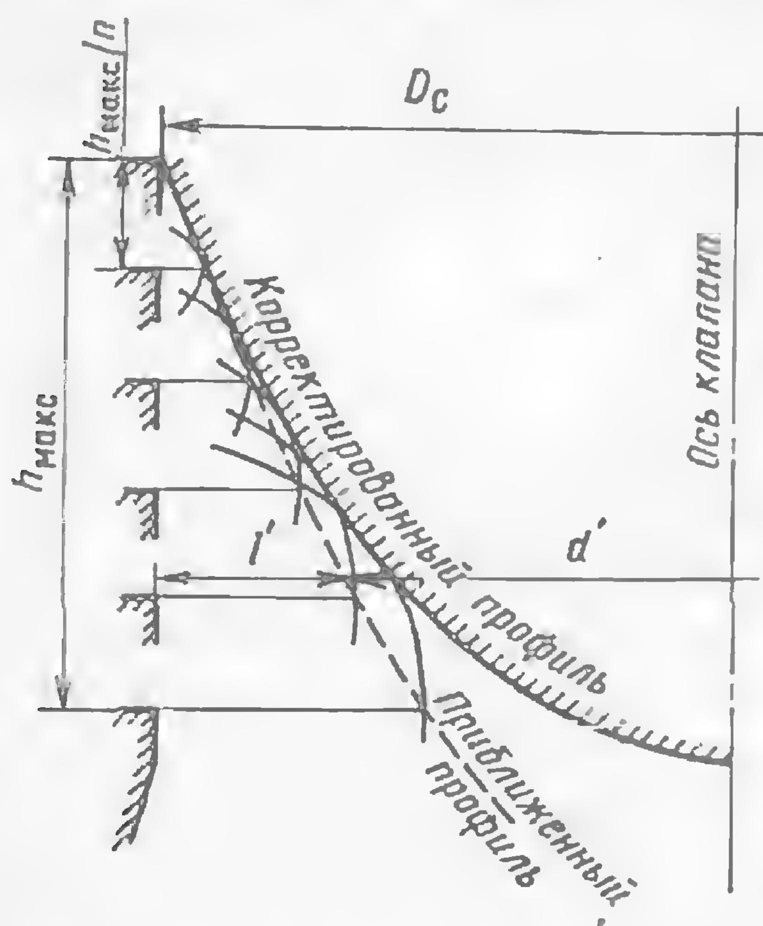


Рис. 3-20. Построение профиля плунжера регулирующего клапана.

Наряду с описанной методикой профилирования применяется и более строгая, основанная на принципе построения огибающей линии к семейству кривых равновеликих площадей [Л. 27, 55]. Кривая равновеликих площадей проходит через верхние точки образующих усеченных конусов, площадь боковых поверхностей которых равна $f_{кл}$ при данном положении плунжера $\bar{h}$. Построив конструктивную характеристику клапана, разбивают полный ход плунжера в относительных единицах $\bar{h}$ на n (обычно 10) участков. Возможность построения профиля плунжера вообще зависит от величины хода, т. е. общую огибающую для всех кривых равновеликих площадей можно построить, если достаточна величина хода. Обыч-

но на выбор величины хода влияют последние из кривых. Для построения профиля в десяти сечениях должно выдерживаться условие

$$h_p = \frac{10}{f_n}\left(\frac{D_c}{2} - \sqrt{\frac{F_c - f_8}{\pi}}\right)\left(\sqrt{f_{10}^2 - f_8^2} - \sqrt{f_9^2 - f_8^2}\right), \tag{3-63}$$

где $F_c = 0{,}785 D_c^2$ — площадь прохода в седле, мм²; f_8, f_9, f_{10} — соответственно площади зазора между седлом и плунжером при $\bar{h} = 0{,}8$; $\bar{h} = 0{,}9$ и $\bar{h} = 1{,}0$.

Кривые равновеликих площадей строятся в координатах x и ρ, где x — абсцисса, а ρ — расстояние от начала отсчета (рис. 3-21). Для сечений, где $f_{кл}/F_c \leqslant 0{,}36$, кривые равновеликих площадей с достаточной для практических целей точностью можно заменить дугами окружности с радиусом $\rho = 0{,}327 f_{кл}/D_c$. Для двухседельных

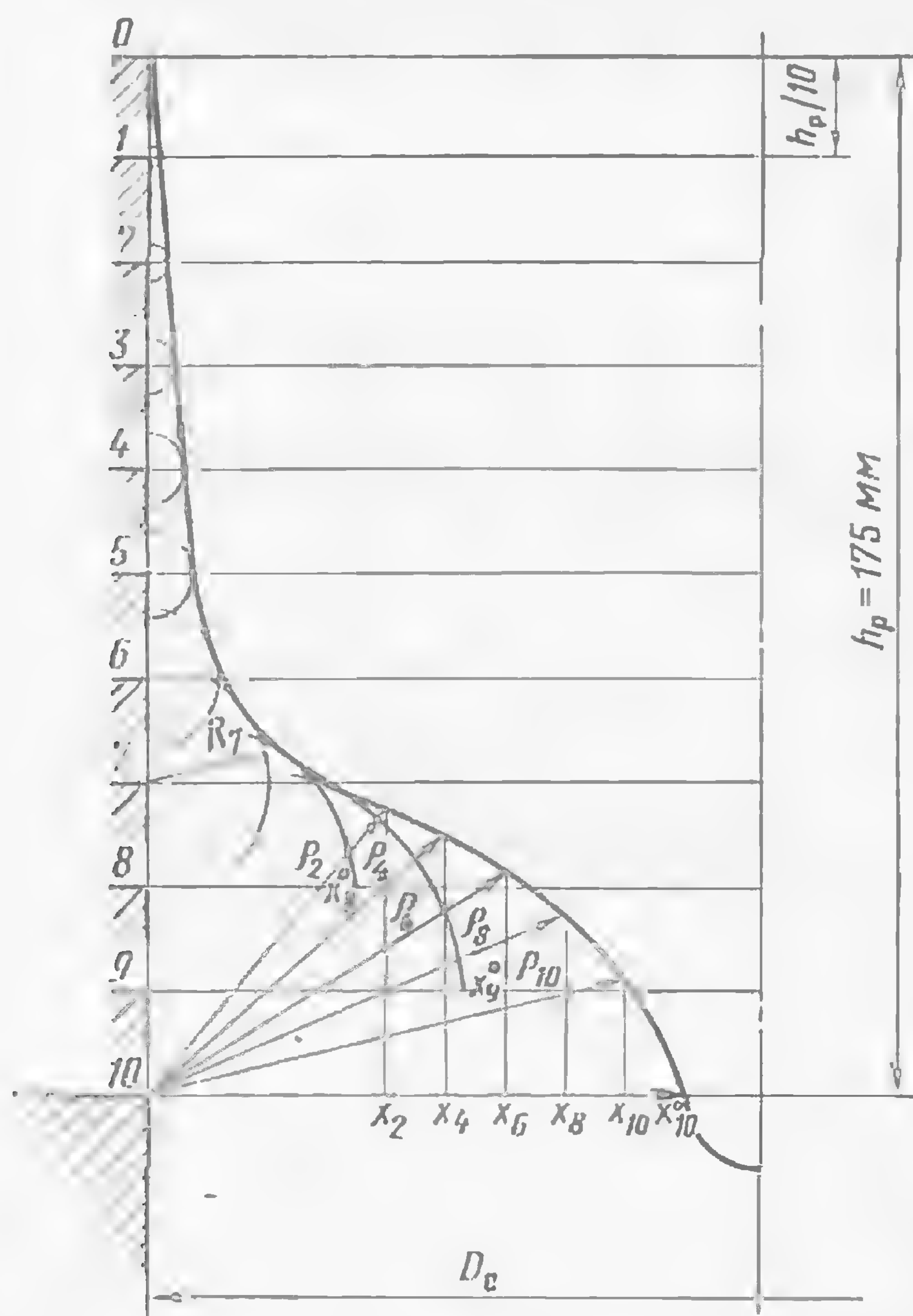


Рис. 3-21. Пример построения профиля плунжера (к табл. 3-5). $D_c = 205$ мм.

Профилирование игольчатого плунжера методом построения

Порядковый номер сечения n	Относительная высота подъема $\bar{h}$	Площадь проходного сечения $f_{кл}$, мм²	Относительная величина проходного сечения $f_{кл}/F_c$	Значения	
0	0	0	0	$\rho_0 = 0$	
1	0,1	1 250	0,038	$\rho_1 = \frac{0,327 \cdot 1250}{205} = 2,0$	
2	0,2	2 200	0,067	$\rho_2 = \frac{0,327 \cdot 2200}{205} = 3,3$	
3	0,3	2 980	0,090	$\rho_3 = \frac{0,327 \cdot 2980}{205} = 4,7$	
4	0,4	3 700	0,112	$\rho_4 = \frac{0,327 \cdot 3700}{205} = 5,9$	$f_{кл} \leq 0,36F_c$ ($\rho = R_{окр} = 0,327 f_{кл}/D_c$)
5	0,5	4 650	0,141	$\rho_5 = \frac{0,327 \cdot 4650}{205} = 7,4$	
6	0,6	7 000	0,212	$\rho_6 = \frac{0,327 \cdot 7000}{205} = 11,5$	
7	0,7	11 800	0,358	$\rho_7 = \frac{0,327 \cdot 11\,800}{205} = 20,3$	
8	0,8	18 500	0,561	$\rho_8 = \frac{18\,500}{\pi(205-x)}$	$x_8^0 = 102,5 - \sqrt{\frac{33\,000 - 18\,500}{3,14}} = 34,5$
9	0,9	25 300	0,768	$\rho_9 = \frac{25\,300}{\pi(205-x)}$	$x_9^0 = 102,5 - \sqrt{\frac{33\,000 - 25\,300}{3,14}} = 53,0$
10	1,0	32 250	0,978	$\rho_{10} = \frac{32\,250}{\pi(205-x)}$	$x_{10}^0 = 102,5 - \sqrt{\frac{33\,000 - 32\,250}{3,14}} = 90,0$

Таблица 3-5

кривой равновеликих площадей (к рис. 3-21)

координат x и ρ, мм

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
x	20	25	30	35	—	—	—	—	—	—	—
ρ_8	21,8[illegible]	22,7[illegible]	23,70	24,6[illegible]	—	—	—	—	—	—	—
x	30	35	40	45	50	—	—	—	—	—	—
ρ_9	4[illegible]	47,4	48,8	50,35	52	—	—	—	—	—	—
x	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
ρ_{10}	60,35	62,2	64,2	66,2	68,5	70,9	73,5	76	79	82	85,5

клапанов в расчет вводится значение площади прохода, равное $f_{кл}/2$. В общем случае через точки x_1, x_2 и т. д. на абсциссе x с максимальным размером

$$x_n^0 = D_c/2 - \sqrt{(F_c - f_{кл})/\pi}$$

проводят вертикали. Точки кривой равновеликих площадей получают пересечением этих вертикалей с дугами окружностей радиуса $\rho = f_{кл}/\pi(D_c - x)$. Построив для каждого из сечений кривую образующих равновеликих площадей, проводят огибающую всех построенных кривых и дуг окружностей.

На рис. 3-21 показан профиль плунжера односедельного углового клапана $D_у 250$ с рабочим ходом $h_р = 175$ мм, построенный по данным табл. 3-5. Нижняя часть плунжера очерчивается произвольно с плавным закруглением, но вычерчиваемый профиль не должен пересекать кривую равновеликих площадей для f_{10}.

В клапанах золотникового и поворотного типов профилируются окна в стенках полого цилиндрического плунжера, а в клапанах шиберного типа — окна, выполненные в шибере или седле. Построение профиля окна клапана с известной конструктивной характеристикой обычно ведется по методу прямоугольников (рис. 3-22). Рабочий ход $h_р$ делится на десять равных частей $(0{,}1\, h_р)$, образующих одинаковые высоты прямоугольников. Для каждого из десяти положений определяется приращение площади, равное разности проходных сечений клапана для данного и предыдущего положений плунжера: $\Delta f_1 = f_1 - f_0$; $\Delta f_2 = f_2 - f_1$ и т. д. Затем вычисляются основания прямоугольников b, соответствующие приращениям площадей Δf, $b = \Delta f/0{,}1\, h_р z$, где z — число окон (рекомендуется принимать четным). Через середины выступов прямоугольников проводят плавную кривую, дающую искомый профиль. Профилирование сегментных плунжеров с плоским срезом, используемых в клапанах небольшой пропускной способности, дается в [Л. 27].

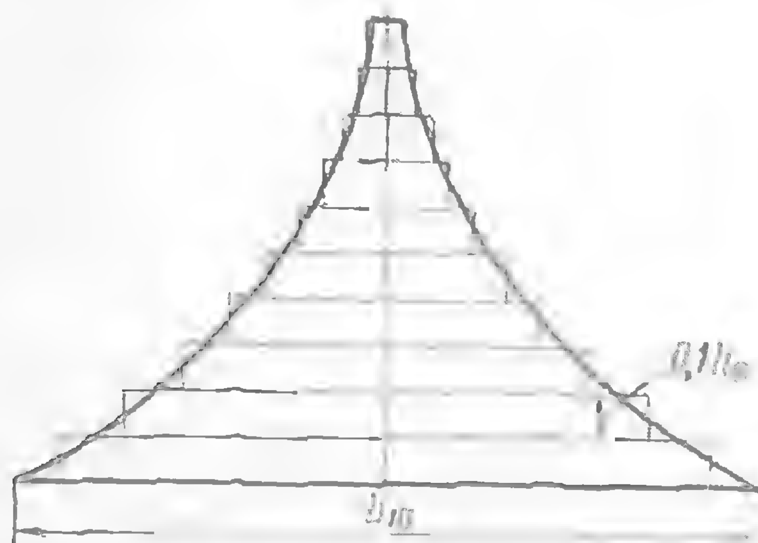


Рис. 3-22. Пример построения профиля окна полого плунжера по методу прямоугольников.

Профиль плунжера или окна в золотнике (ши-

бере) окончательно уточняется после снятия расходной характеристики в рабочих условиях. При отклонении ее формы от требуемой, характеристика преобразуется по методу, рекомендуемому в [Л. 51]. Преобразование обычно *связано с изменением профиля регулирующего органа* для приведения его конструктивной характеристики в соответствие с заданной формой рабочей расходной характеристики (рис. 3-23). Полагают при этом, что характеристика сочленения регулирующего органа с сервоприводом линейна, что чаще имеет место в регулирующих клапанах со встроенными электроприводами. Считают упрощенно, что изменение расходной характеристики объясняется главным образом изменением зависимости $\zeta_{кл}=f(m)$ или $\zeta_{кл}=f(f_{кл})$ вследствие перепрофилировки регулирующего органа. При этом пренебрегают влиянием изменения формы дроссельного канала на величину $\zeta_{кл}$, что во многих случаях, как указано в гл. 2, вполне допустимо.

Следует помнить, что указанные допущения вносят погрешность в результаты графических построений. Для проверки

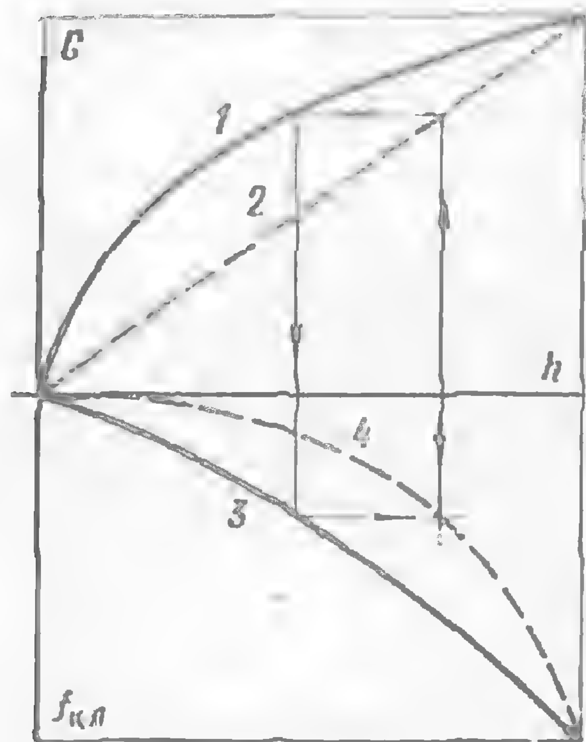


Рис 3-23. Пример преобразования расходной характеристики клапана

1 и 3 — фактические характеристики, 2 — требуемая характеристика, 4 — характеристика, соответствующая требуемой.

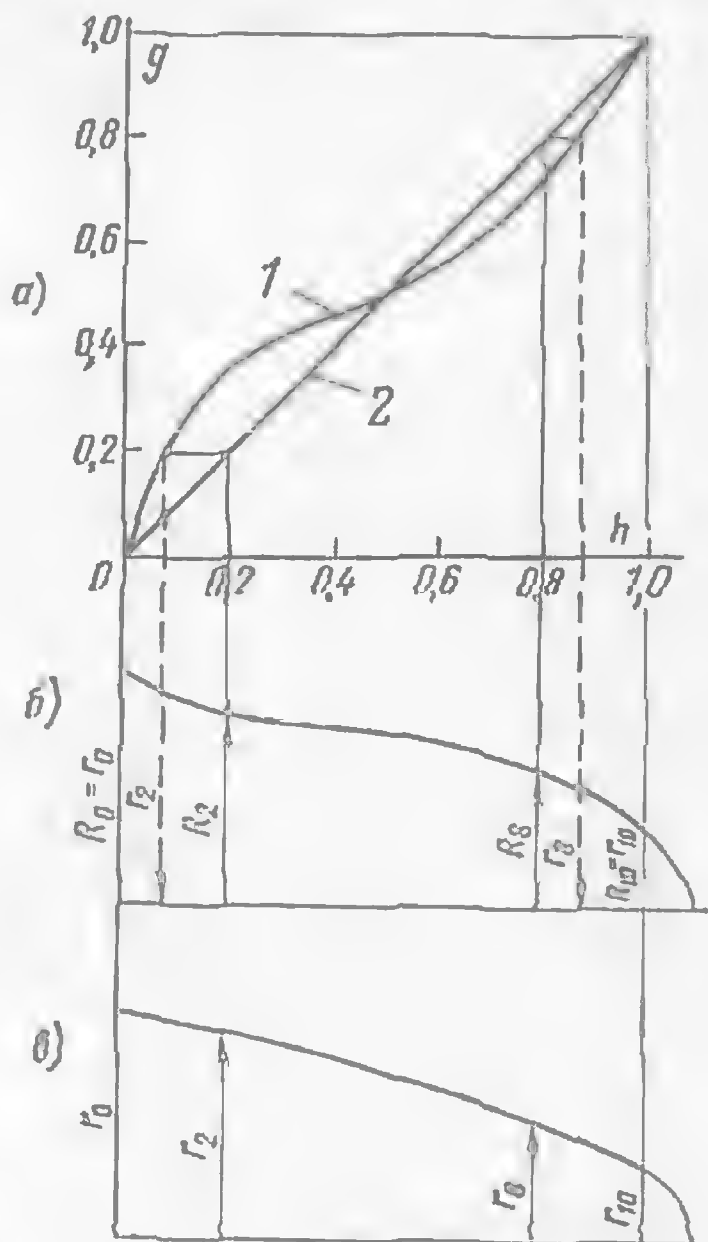


Рис 3-24 Преобразование рабочей расходной характеристики и перепрофилировка односедельного клапана с игольчатым плунжером.

а — фактическая (*1*) и требуемая (*2*) расходные характеристики; *б* — исходный профиль; *в* — полученный профиль

рекомендуется повторное снятие рабочей расходной характеристики клапана с измененным профилем и при необходимости — его уточнение.

Суть метода преобразования поясняется на примере перепрофилирования односедельного клапана с игольчатым плунжером (рис. 3-24).

В относительных или абсолютных координатах строятся графики фактической и требуемой, например линейной, рабочих расходных характеристик (рис. 3-24). Рабочий ход плунжера разбивается на 10 частей, кратных величине хода. Под графиком строится рабочая часть исходного профиля игольчатого плунжера (рис 3-24,*б*). Еще ниже располагается искомый профиль с предварительно нанесенной осью симметрии. На оси абсцисс откладывается отрезок, равный h, с делениями в выбранном масштабе. Через точки деления на оси $\bar{h}$ проводятся вертикальные линии, пересекающие требуемую расходную характеристику *2*, и исходный профиль (см. рис. 3-24,*б*). Радиусы R, соответствующие точкам деления, последовательно нумеруются. Как видно из графика расходных характеристик, начальный и конечный радиусы исходного плунжера (R_0, R_{10}) должны быть равны соответственно начальному и конечному радиусам (r_0, r_{10}) профилируемого плунжера. Для определения остальных радиусов искомого профиля делаются следующие графические построения. Через точки пересечения вертикальных линии с требуемой расходной характеристикой *2* проводятся горизонтали, дающие новые точки пересечения с фактической характеристикой *1*. Радиусы профилируемого плунжера r соответствуют радиусам исходного профиля, полученным при пересечении с ним вертикальных линий (показаны на рис. 3-24 штриховой линией), которые опускаются из точек на фактической характеристике *1*. Полученный профиль (рис. 3-24,в) представляет собой огибающую концов, найденных построением радиусов r, перенесенных в известном порядке с исходного профиля. Конструктивная характеристика перепрофилированного клапана легко находится построением по примеру рис. 3-23

Описанным выше методом можно проводить преобразование расходной характеристики двухседельного плунжерного клапана с его одновременной перепрофилировкой.

Преобразование расходной характеристики и перепрофилирование окна в клапанах шиберного, золотникового и поворотного типов отличаются от вышеизложенного необходимостью определения размеров окна. На рис. 3-25 дан пример построения окна в шиберном клапане, фактическая характеристика *1* которого отличается от требуемой *2* (линейной) Окно в исходном виде представляет собой прямую щель с закругленными концами. Как видно, начальные площади окон f_0 равны 0. Вертикальные линии, опущенные из точек на фактической характеристике *2* (штриховые линии), отсекают на исходном окне площади Δf_1, Δf_2, Δf_3 и т. д., соответствующие приращению хода клапана $\Delta \bar{h}=0{,}1$. Значения Δf можно вычислить, используя размеры окна на рис. 3-25,*в* или в случае сложной формы окна установить по перестроенной конструктивной характеристике, где $\Delta f_1=f_1$, $\Delta f_2=f_2-f_1$, $\Delta f_3=f_3-f_2$ и т. д. Далее профиль строится по методу прямоугольников, изложенному выше. Ширина окна в интервале 0,1 $\bar{h}$ равна $b=\Delta f/0{,}1\ h$. Здесь, как и при профилировании плунжера, следует стремиться к плавным очертаниям профиля окна.

Наряду с методами профилирования, дающими представление о форме и размерах регулирующего органа, имеются определенные рекомендации и для установления формы и размеров присоединительных патрубков самого клапана. Так, проточная часть клапанов, предназначенных для работы на испаряющихся жидкостях и газообразных средах, должна выполняться расширяющейся к выходному патрубку, следовательно, со сбросным трубопроводом клапан должен стыковаться бо́льшим по диаметру патрубком. Выбор размеров регулирующего клапана при больших перепадах давления газообразной среды должен производиться с учетом некоторых особенностей процесса критического истечения [Л. 56, 57]. При расчете C_v по формулам табл. 3-2 предпола-

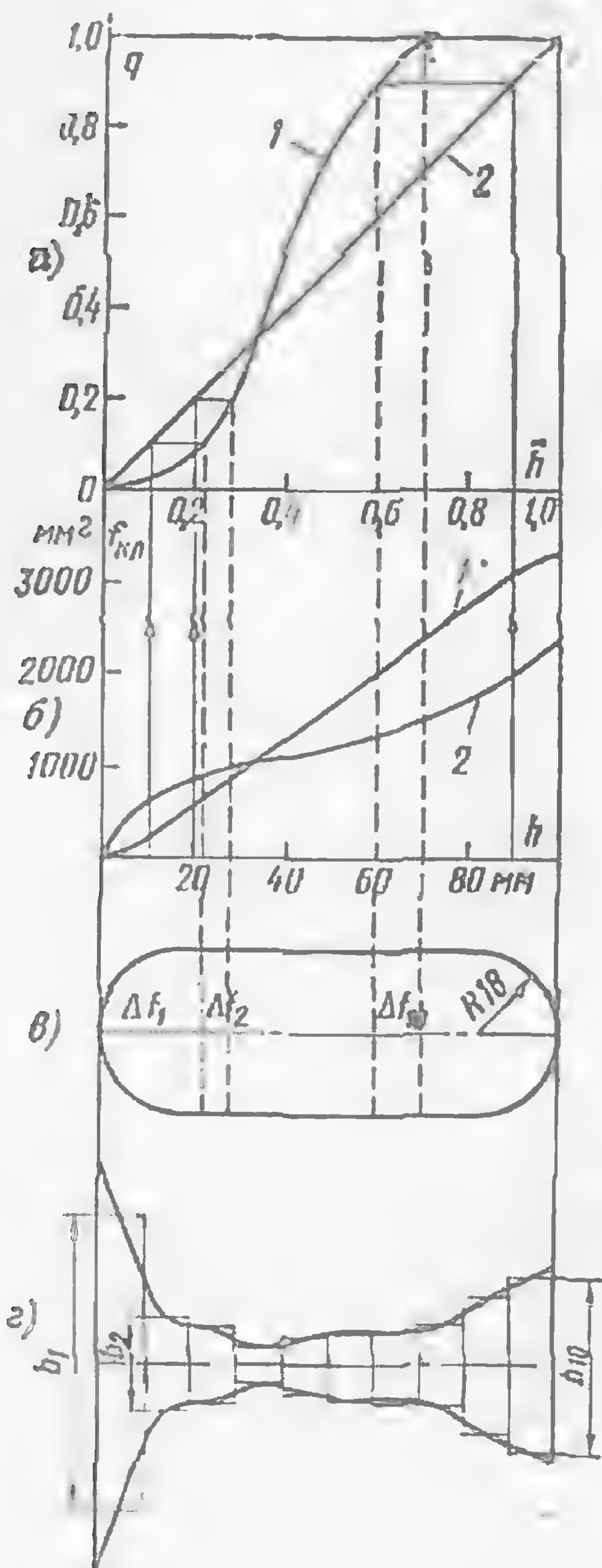


Рис. 3-25. Преобразование рабочей расходной характеристики и перепрофилировка шиберного клапана ($h_p=100$ мм, $R=18$ мм).

а — фактическая (*1*) и требуемая (*2*) расходные характеристики, *б* — фактическая (*1*) и соответствующая требуемой (*2*) конструктивные характеристики; *в* — исходный профиль; *г* — полученный профиль.

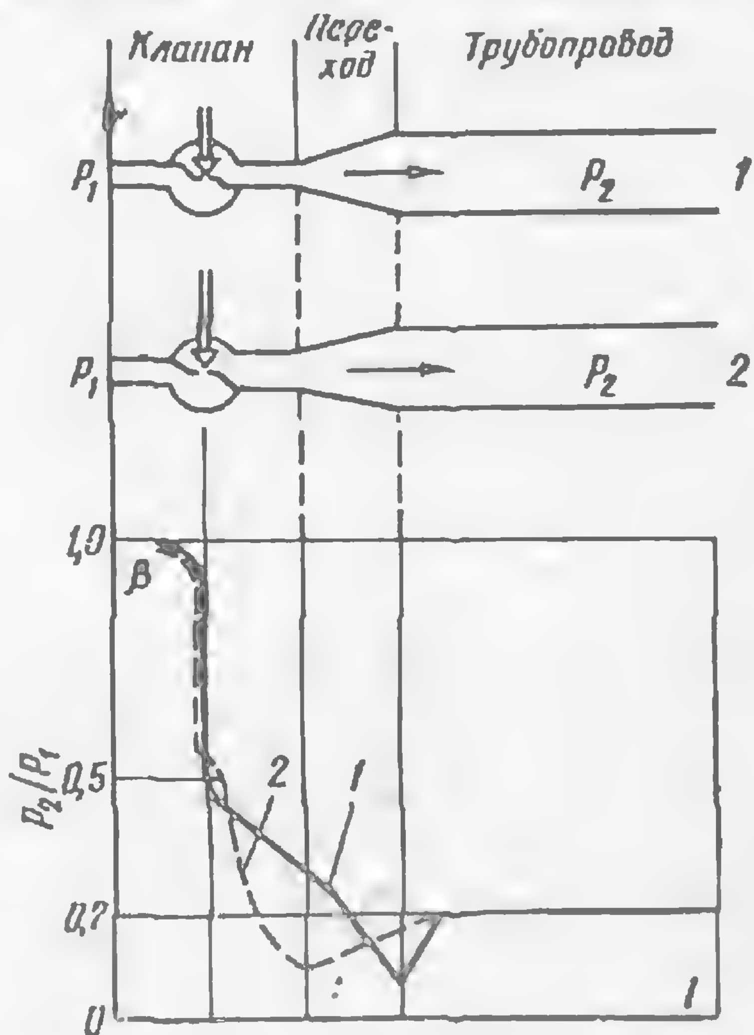


Рис. 3-26. Изменение давления за клапаном при сверхкритическом отношении давлений газообразной среды ($p_{1п}=p_1$).

1 — восстановление давления с ударными волнами; *2* — нормальное восстановление давления.

гается, что диаметры патрубков клапана на входе и на выходе одинаковы. К сбросному трубопроводу с бо́льшим диаметром ($D_{у.тр} > D_{у.кл}$) такой клапан присоединяется посредством расширяющегося переходного участка. В обычной практике приближенно считают, что критическое истечение существует при условии отношения статических давлений на входе и на выходе $p_2/p_1 \leqslant 0{,}5$. Более строго в формулу (2-45) для определения критического отношения давлений вместо статического давления p_1 должно подставляться значение полного давления на входе $p_{1п}$. Для реальных газов и паров с различными значениями показателя адиабаты истечение со звуковой скоростью соответствует отношению $p_2/p_{1п} = 0{,}455 \div 0{,}625$ [Л. 57]. Так как $p_{1п} > p_1$, то расчет по формуле (2-45) дает несколько завышенные в сторону запаса результаты. Упомянутое выше приближенное правило охватывает критическое истечение газообразной среды для большинства типов конструкций дроссельно-регулирующей арматуры. Однако существование условий критического истечения через отверстие седла в ряде случаев становится сомнительным, если значительная часть полного давления $p_{1п}$ теряется во входной части клапана до седла. При $p_2/p_1 \leqslant 0{,}5$, когда газ (пар) проходит через отверстие в седле клапана со скоростью звука ($M = 1$), нет ясного представления об истинном характере изменения давления на выходе за сужением. При критическом отношении давлений на участке расширяющегося перехода к сбросному трубопроводу скорость газа будет сверхзвуковой. Кинетическая энергия потока, возрастающая за счет падения статического давления, за расширяющимся участком трубопровода преобразуется в статическое давление p_2 с возникновением ударных волн. Как видно из рис. 3-26, в пределах расширяющегося участка давление $p > p_2$, т. е. при определенных условиях ударные волны могут вызвать разрушение трубопровода и создают высокий уровень шума при работе клапана. Возникновения ударных волн можно избежать, если скорость среды на выходе из патрубка ограничить величиной $M < 1$. В этом случае переход будет работать как диффузор, т. е. в нем будет происходить замедление потока, и восстановление давления будет протекать без ударных волн аналогично процессу в расходомерном сопле Вентури.

Формула для определения диаметра выходного патрубка клапана, основанная на ограничении скорости

среды на выходе из клапана, имеет вид:

$$D_{у_2} = 1{,}75 \sqrt{\frac{Q}{a}}, \text{ мм,} \qquad (3\text{-}64)$$

где Q — объемный расход, м³/ч, при плотности, соответствующей давлению $p_2/2$ и температуре t_2; a — скорость звука в конкретном газе (паре), м/с, при температуре потока t_2.

Сведения, изложенные в данной главе, позволяют производить обоснованный расчет или выбор размера большинства типов дроссельно-регулирующих органов, используемых на электростанциях. Ниже даны несколько примеров расчета [Л. 38, 39, 58].

Пример 1. Определить коэффициент пропускной способности клапана при расходе 45,4 м³/ч и условиях на входе (среда — масло);

абсолютное давление $p_1 = 21$ кгс/см²;

температура $t_1 = 38$ °С;

вязкость масла $\eta = 1000$ сП $= 0{,}102$ кгс·с/м²;

плотность $\rho = 0{,}7$ т/м³;

перепад давления $\Delta p = 3{,}5$ кгс/см².

Решение. Из уравнения (2-26) при $\Psi = 1$ найдем:

$$K = \frac{45{,}4\sqrt{0{,}7}}{0{,}321\cdot10^{-2}\sqrt{3{,}5\cdot9{,}8\cdot10^4}} = 20{,}3.$$

Согласно уравнению (3-35) в первом приближении ($\Psi = 1$) число Рейнольдса равно:

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{7{,}18\cdot0{,}7\cdot45{,}4}{0{,}102\sqrt{20{,}3}} = 495.$$

По графику на рис. 3-6 определим поправочный коэффициент $\Psi_1 = 1{,}30$. Число Рейнольдса во втором приближении равно $\mathrm{Re}_2 = 495/\sqrt{1{,}30} = 435$. Ему соответствует значение коэффициента $\Psi_2 = 1{,}32$. Искомый коэффициент пропускной способности клапана с учетом вязкости находится как $K' = K\Psi = 20{,}3\cdot1{,}32 = 26{,}8$.

Пример 2. Подобрать клапан для бескавитационной работы при следующих условиях:

расход воды $G = 12$ т/ч;

давление на входе $p_1 = 7$ кгс/см²;

температура на входе $t_1 = 77$ °С.

Решение. По таблицам термодинамических свойств воды и пара [Л. 17] устанавливаем:

давление насыщения $p_{нас} = 0{,}42$ кгс/см²;

плотность воды $\rho = 0{,}975$ т/м³. Отношение $p_{нас}/p_1 = 0{,}06$.

Из графика на рис. 3-15 получаем для односедельного клапана $E_{пред1} = 4{,}7\cdot10^6\cdot1{,}356 = 6{,}38\cdot10^6$ Дж и для двухседельного клапана

$E_{пред2}=20,3\cdot10^6\cdot1,356=27,5\cdot10^6$ Дж. Предельно допустимые перепады согласно уравнению (3-60) равны

$$\Delta p_{кл.доп1}=\frac{0,975\cdot6,38\cdot10^6}{12}=51,8\cdot10^4\ Н/м^2=5,3\ кгс/см^2;$$

$$\Delta p_{кл.доп2}=\frac{0,975\cdot27,5\cdot10^6}{12}=233\cdot10^4\ Н/м^2=22,8\ кгс/см^2.$$

Как видно, при этих условиях ограничения по перепаду давления для двухседельного клапана не существует.

Пример 3. Выбрать подходящий тип арматуры из условия бескавитационной работы (среда — конденсат):

давление на входе $p_1=11,7$ кгс/см^2;

температура на входе $t_1=82$ °С;

давление насыщения $p_{нас}=0,53$ кгс/см^2;

перепад на клапане $\Delta p_{кл}=7,38$ кгс/см^2.

Решение. При отсутствии специальных указаний выбираем поворотный дисковый затвор. Для полнопроходного затвора ($D/d=1$) при открытии $\alpha=60°$ $C_f=0,68$ (табл. 3-3). По формуле (3-24) определим допустимый перепад на затворе $\Delta p_{доп}=0,68^2(11,7-0,53)=5,16$ кгс/см^2. Так как $\Delta p_{кл}>\Delta p_{доп}$, в дисковом поворотном затворе будет иметь место кавитация.

Выбираем односедельный клапан с корпусом проходной формы ($C_f=0,90$). Получим $\Delta p_{доп}=0,90^2(11,7-0,53)=9,05$ кгс/см^2. В этом случае допустимый перепад превышает заданный перепад давления и, следовательно, в таком клапане кавитации не будет. Может быть применен также и двухседельный клапан. При этом, если у односедельного клапана выше плотность затвора, то для двухседельного клапана потребуется более дешевый привод, что весьма существенно для клапанов больших проходов.

Пример 4. Определить давление на входе в клапан впрыска p_1 для обеспечения бескавитационной работы клапана при следующих условиях:

давление питательной воды $p_в=119,5$ кгс/см^2; давление пара:

при нормальной нагрузке $p_{п1}=32,8$ кгс/см^2,

при низкой нагрузке $p_{п2}=23,3$ кгс/см^2;

температура пара $t_п=538$ °С;

температура впрыскиваемой воды

при нормальной нагрузке $t_{в1}=240$ °С,

при пониженной нагрузке $t_{в2}=224$ °С;

перепад давления на распылителе $\Delta p_р=14$ кгс/см^2.

Выбран клапан с коэффициентом восстановления давления $K_{в.д}=0,75$.

Решение. Согласно (3-24) предельно допустимый перепад равен $\Delta p_{доп}=K_{в.д}(p_1-p_{нас})$. С другой стороны, $\Delta p_{доп}=p_1-(p_п+14)=p_1-p_р$, где $p_р$ — давление перед распылителем (46,8 кгс/см^2 при нормальной нагрузке и 37,3 кгс/см^2 — при пониженной нагрузке). Приравняв выражения, получим:

$$p_1=\frac{p_р-K_{в.д}p_{нас}}{1-K_{в.д}}.$$

После подстановки соответствующих численных значений находим, что давление на входе p_1 при нормальной нагрузке равно 86 кгс/см² и при пониженной нагрузке 73 кгс/см². Поэтому давление подачи воды для впрыска следует понизить на насосе до 70 кгс/см² или установить перед клапаном впрыска дроссельный клапан, снижающий давление с 119,5 до 70 кгс/см².

Пример 5. Определить коэффициент пропускной способности клапана для следующих условий (среда — воздух):

расход $Q=4530$ м³/ч;

давление на входе $p_1=19{,}3$ кгс/см²;

перепад на клапане $\Delta p=6{,}3$ кгс/см²;

температура воздуха $t_1=15{,}6$ °С.

Решение. По формуле (3-18) для докритического расхода газа

$$C'_v=\frac{4530}{290}\sqrt{\frac{1\cdot 288{,}6}{6{,}3\cdot 32{,}3}}=18{,}6, \text{ т. е. } K'=16.$$

Допустим, что выбран односедельный клапан и установлен он так, что среда стремится открыть его. В этом случае расчет $C_v(K)$ можно выполнить по формуле (3-31), обеспечивающей более высокую точность. Из табл. 3-3 для полностью открытого клапана исполнения *2* (рис. 3-1) находим $C_f=0{,}90$. По формуле (3-32) определяем значение коэффициента y:

$$y=\frac{1{,}63}{0{,}90}\sqrt{\frac{6{,}3}{19{,}3}}=1{,}04.$$

Из графика рис. 3-2 находим величину поправочного выражения ($y-0{,}148\ y^3=0{,}87$). Тогда

$$C_v=\frac{4530\sqrt{1\cdot 288{,}6}}{249\cdot 0{,}90\ 19{,}3\ 0{,}87}=20{,}5 \text{ и } K=17{,}6.$$

Можно видеть, что при расчете по формуле (3-18) ошибка составляет около 10%.

Пример 6. Для дросселирования давления пара предполагается использовать угловой клапан. Определить коэффициент его пропускной способности для следующих условий (среда — насыщенный пар):

расход $G=35{,}3$ т/ч,

давление на входе $p_1=88{,}5$ кгс/см²;

давление на выходе $p_2=21{,}1$ кгс/см².

Решение. Выбираем угловой клапан исполнения *3* (рис. 3-1) с запасом по пропускной способности и направлением потока «среда закрывает». Для него $C_f=0{,}55$ (графа 2 табл. 3-3). Критический перепад, определяемый по формуле (3-30), равен:

$$\Delta p_{кр}=0{,}5\cdot 0{,}55^2\cdot 86{,}5=13{,}4 \text{ кгс/см}^2.$$

Так как $\Delta p_{кр}<p_1-p_2$, расчет C_v и, следовательно, K ведем по уравнению (3-34):

$$C_v=\frac{84\cdot 1\cdot 35{,}3}{0{,}55\cdot 88{,}5}=60{,}8 \text{ и } K=52{,}3.$$

Пример 7. Определить предельный перепад давления, ограничивающий пропускную способность клапана, и коэффициент пропускной способности при расходе 68,1 м³/ч и условиях на входе (среда — вода):

абсолютное давление $p_1=7$ кгс/см²;

температура $t_1=165$ °С;

плотность $\rho_1=910$ кг/м³;

относительная плотность $\bar{\rho}=0{,}91$;

температура насыщения $t_{нас}=164{,}8$ °С

Решение. В первом приближении принимаем $(p_2/p_1)_{кр}=0{,}5$, т. е. $p_2=3{,}5$ кгс/см². По таблицам термодинамических свойств воды и пара определяем

$i'_1=165{,}7$ ккал/кг; $v'_2=0{,}001078$ м³/кг;

$i'_2=138{,}9$ ккал/кг; $\bar{\rho}_2=0{,}928$;

$i''_2=652{,}4$ ккал/кг; $c'=1{,}035$ ккал/(кг·К);

$v''_2=0{,}5338$ м³/кг; $c_p=0{,}498$ ккал/(кг·К);

$t_2=138{,}19$ °С; $c_v=0{,}388$ ккал/(кг·К).

Испарившаяся доля жидкости согласно уравнению (3-37) составит:

$$x=\frac{165{,}7-138{,}9}{652{,}4-138{,}9}=0{,}0523.$$

Отношение коэффициентов теплоемкости равно $k=0{,}498/0{,}388=1{,}285$. По формуле (3-41) найдем коэффициент $k_{см}$:

$$k_{см}=\frac{1{,}035\,(1-0{,}0523)}{0{,}388}+1{,}285\cdot 0{,}0523=2{,}597.$$

Из графика рис. 2-4 критическое отношение давлений $(p_2/p_1)_{кр}=0{,}386$.

Во втором приближении $p_2=0{,}386\cdot 7=2{,}7$ кгс/см². Определяем по таблицам термодинамических свойств воды и пара:

$i'_2=129{,}8$ ккал/кг; $v'_2=0{,}001069$ м³/кг;

$i''_2=649{,}6$ ккал/кг; $\bar{\rho}_2=0{,}936$;

$v''_2=0{,}6808$ м³/кг; $c'=1{,}02$ ккал/(кг·К);

$t_2=129{,}34$ °С; $c_p=0{,}49$ ккал/(кг·К);

$c_v=0{,}38$ ккал/(кг·К).

Отсюда

$$x=\frac{165{,}7-129{,}8}{649{,}6-129{,}8}=0{,}069;\quad k=0{,}49/0{,}38=1{,}29;$$

$$k_{см}=\frac{1{,}02\,(1-0{,}069)}{0{,}38}+1{,}29\cdot 0{,}069=2{,}589.$$

Из графика на рис. 2-4 $(p_2/p_1)_{кр}=0{,}387$. Таким образом, $p_2=0{,}387\cdot 7=2{,}71$ кгс/см² и предельный перепад на клапане составит $\Delta p_{кл\,пред}=7-2{,}71=4{,}29$ кгс/см². Удельный объем на выходе $v_2=(1-0{,}069)\,0{,}001069+0{,}069\cdot 0{,}6808=0{,}0481$ м³/кг, плотность $\rho_2=20{,}8$ кг/м³. Отношение плотностей на входе и на выходе $\rho_1/\rho_2=910/20{,}8=43{,}6$. Из графика рис. 3-8 находим $\rho/\rho_2=11{,}2$. Тогда средняя плотность $\rho=20{,}8\cdot 11{,}2=234$ кг/м³, $\bar{\rho}=0{,}234$. Коэффициент пропускной способности находится по формуле (2-26)

$$K=\frac{68{,}1\;0{,}91}{0{,}321\cdot 10^{-2}\sqrt{4{,}29\cdot 9{,}81\cdot 10^{4}\cdot 0{,}234}}=61{,}6.$$

Глава четвертая

МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ АРМАТУРЫ

4-1. Условия работы арматуры и виды разрушения ее деталей

Срок службы дроссельно-регулирующей арматуры зависит от правильной организации потока рабочей среды в ее проточной части и физико-механических и специальных свойств материалов, применяемых для отдельных деталей. *Если оптимальный профиль проточной части* сравнительно легко можно установить опытным путем, то подбор материалов для сопряженных деталей арматуры, особенно арматуры сверхкритических параметров среды, представляет определенные трудности. Вызваны они особенностями условий работы арматуры и ее отдельных элементов, находящихся длительное время под воздействием потока пара или воды при высоких температурах и давлениях.

Высокие и сверхкритические параметры среды обусловливают появление в деталях арматуры весьма больших тепломеханических напряжений. Уплотнительные поверхности некоторых конструкций арматуры воспринимают удельные нагрузки до 1500 кгс/см^2 и выше [Л. 21]. В сочетании с силовым перемещением регулирующих или запорно-регулирующих органов такие нагрузки являются одной из причин появления задиров, трещин и даже сколов материала уплотнительных поверхностей.

Высокая скорость потока рабочей среды (пара — до 650 м/с, воды — до 100 м/с и выше) оказывает на материалы деталей проточной части специфическое воздействие в виде коррозионно-эрозионного их износа.

Кроме того, нестационарные режимы работы, имеющие место при пуске и останове энергоблоков, создают в деталях арматуры отрицательно действующие периодические перепады по температуре (теплосмены), способствующие их досрочному разрушению.

Вид и степень разрушения зависят от конструкции и материала арматуры, а также от условий, в которых она работает. Так, например, клапаном золотникового типа в большей мере свойственно эрозионное разрушение регулирующих золотников, из-за чего применение этих

клапанов допустимо при относительно небольших перепадах давления среды. Разрушение шиберных клапанов выражается в задирании контактных поверхностей шибера и седла; кроме того, происходит ударно-эрозионное разрушение выходного патрубка. Клапаны игольчатого типа чаще выходят из строя из-за щелевой эрозии поверхностей иглы и седла.

Практикой установлено, что арматура, работающая на перегретом паре, меньше подвергается эрозии, чем арматура, работающая на воде или влажном паре. Степень эрозионного износа деталей проточной части тем больше, чем выше перепады давлений.

Данные эксплуатационных наблюдений и ряда специально проведенных опытов показывают, что механизм и скорость эрозионного разрушения металла определяются величинами и соотношением процессов коррозии и динамического (механического) воздействия среды на омываемую поверхность [Л. 59]. При малых скоростях ударного и щелевого потоков процесс эрозии определяется главным образом коррозией, а при высоких скоростях потока — механическим его воздействием, хотя немаловажное значение имеет при этом и коррозионная стойкость металлов. Однако ее относительная роль в механизме ударной эрозии меньше, чем в механизме щелевой эрозии.

Интенсивность эрозионного разрушения металлов в условиях ударного потока намного выше, чем в условиях щелевого (при одних и тех же высоких скоростях потока воды). Скорость кавитационной эрозии всегда больше скорости эрозии в условиях непрерывного ударного действия потока, ибо одновременным ударам подвергаются не отдельные микроучастки, а значительно большие площади омываемой поверхности.

Для обеспечения требуемой эрозионной стойкости металлов, особенно при определенных скоростях щелевого потока воды, их коррозионная стойкость является обязательной. Особенно это важно для металлов уплотнительных поверхностей затворов, а также штоков и шпинделей, разрушение которых нередко происходит из-за электрохимической коррозии, возникающей в зоне их контакта с сальниковой набивкой. Появление коррозии на этом участке деталей обусловлено наличием влаги в набивке после гидроопрессовки арматуры или за счет поглощения набивкой влаги и кислорода из воздуха при длительном хранении арматуры.

Во избежание коррозии необходимо, чтобы электродный потенциал металла был более положителен, чем потенциал набивки. Практически коррозионное разрушение штока (шпинделя) можно снизить смещением электродного потенциала набивки в отрицательную сторону или увеличением электродного потенциала металла в положительную сторону [Л. 60].

Не менее характерным видом повреждения контактных поверхностей деталей арматуры, особенно уплотнительных поверхностей затвора, является задирание (схватывание) металла при их взаимном силовом пере-

мещении. Степень этого разрушения зависит от поверхностной твердости металлов и величины тепломеханических напряжений, вызванных удельными нагрузками и температурой. Сопротивление задиранию при сухом трении двух различных металлов определяет тот металл, который имеет меньшую стойкость против схватывания [Л. 60].

Механическое разрушение деталей дроссельно-регулирующей арматуры может происходить также и от вибрации, вызываемой завихрением потока среды.

4-2. Основы выбора материалов деталей арматуры

Материалы деталей арматуры должны отвечать определенным требованиям, предъявляемым условиями работы арматуры. Кроме того, нередко сложная конструктивная форма деталей требует от их материалов определенных технологических свойств, позволяющих изготавливать детали литьем, ковкой, сваркой, механической обработкой. Таким образом, в основе выбора материалов для арматуры лежит комплексная оценка их свойств, удовлетворяющих условиям как эксплуатации, так и изготовления отдельных ее частей.

Корпус — основная и наиболее нагруженная деталь арматуры. Материал корпуса, а также крышки должен обладать достаточной жаропрочностью, высоким сопротивлением теплосменам, однородностью структуры по всему объему и ее устойчивостью при рабочих температурах, необходимым уровнем механических и технологических характеристик. Состав и свойства стали корпуса должны быть близкими к стали трубопроводов, привариваемых к патрубкам арматуры.

Исходными данными при выборе материалов для корпусов являются параметры рабочей среды. По соответствующим стандартам в зависимости от температуры определяется тип стали и границы ее применения. Так, применение отечественных марок сталей регламентируется ГОСТ 356-68. Пределы применения некоторых английских и соответствующих им американских марок сталей приведены в [Л. 15]. Примерно такие же границы применения имеют стали, используемые японской фирмой Окано вэлв (табл. 4-1). При выборе материалов для корпуса, а также для других нагруженных деталей армату-

ры следует учитывать изменение прочности конструкционных сталей при их длительной эксплуатации.

Шток (шпиндель) работает в условиях постоянного или периодического трения при высоких тепломеханических нагрузках, подвергается различного рода напряжениям сжатия, изгиба, кручения, находится в контакте с сальниковой набивкой и резьбовой втулкой ходового узла. В таких случаях должна выбираться сталь, имеющая высокое сопротивление релаксации, стабильные механические свойства, достаточную жаростойкость, высокую коррозионно-эрозионную стойкость. Кроме того, во время перемещения штока его цилиндрическая поверхность не должна задираться при удельной нагрузке не менее 4 кгс/мм² [Л. 61].

Таблица 4-1

Соответствие некоторых японских и американских сталей и пределы их применения по температуре

Сталь	Рабочая температура, °С	Номера стандартов	
		Японии (JIS)	США (ASTM)
Литейные стали			
Углеродистая	До 400	—	A352—WCB
Молибденовая	401—450	G5111—SCA41	A217—WC1
Хромомолибденовая	451—540	G5111—SCA51	A217—WC6
Хромомолибденовая	541—580	—	A217—WC9
Кованые стали			
Углеродистая	До 400	G3201—SF45	A105—2
Молибденовая	401—450	—	A182—F1
Хромомолибденовая	451—540	—	A182—F11
Хромомолибденовая	541—580	—	A182—F22

Уплотнительные поверхности деталей затворов, исходя из специфических условий их работы, должны изготавливаться из материалов, удовлетворяющих следующим требованиям. Они должны иметь достаточно высокую твердость и стойкость против задирания при рабочих температурах (до 565 °С) и удельных нагрузках (до 1200—1500 кгс/см²); *коррозионно-эрозионную стойкость* в рабочей среде (не ниже, чем у стали 1Х18Н9Т); высокое сопротивление термическим ударам при резких изменениях температуры (примерно от 565 до 250 °С). Так

как указанными свойствами в большей степени обладают лишь специальные твердые сплавы, наносимые на контактные поверхности деталей дуговым, газовым или другими методами наплавки, то к материалам уплотнительных поверхностей арматуры предъявляются еще и дополнительные требования. Так, наплавляемый сплав должен иметь равный или близкий к основному металлу детали коэффициент линейного расширения. Кроме того, наплавочные сплавы должны обладать минимальным коэффициентом трения, а также хорошей технологичностью: низкой склонностью к образованию трещин и пор при наплавке, удовлетворительной обрабатываемостью и т. д.

При изыскании и выборе материалов для уплотнительных поверхностей затворов, штоков и других элементов арматуры, работающих в условиях скоростного потока среды, необходимо пользоваться экспериментальными данными по их относительной эрозионной стойкости. Минимальные значения эрозионной стойкости, которые должны иметь материалы относительно стали 1Х18Н9Т в зависимости от скорости воды при щелевом потоке [Л. 59]:

Скорость воды, м/с	От 30 до 50	От 50 до 100	>100
Эрозионная стойкость	0,25	0,50	1,00

Рекомендуемые значения относительной эрозионной стойкости материалов в зависимости от скорости воды при непрерывном ударном действии потока.

Скорость воды, м/с	30—50	50—100	>100
Эрозионная стойкость	0,25	0,50	0,75
Твердость, *НВ*	≥250	250	≥300

Примерно такую же эрозионную стойкость должны иметь материалы, работающие во влажном паре, и несколько меньшую — при работе на перегретом паре.

Относительная эрозионная стойкость некоторых материалов, испытанных во Всесоюзном теплотехническом институте (ВТИ) при щелевом потоке конденсата, приведена на диаграмме (рис. 4-1). Эрозионный износ исследованных материалов определялся относительно эталонных образцов из стали 1Х18Н9Т, уровень эрозностойкости которой в отечественном арматуростроении принят за единицу. Характеристика материалов, указанных на

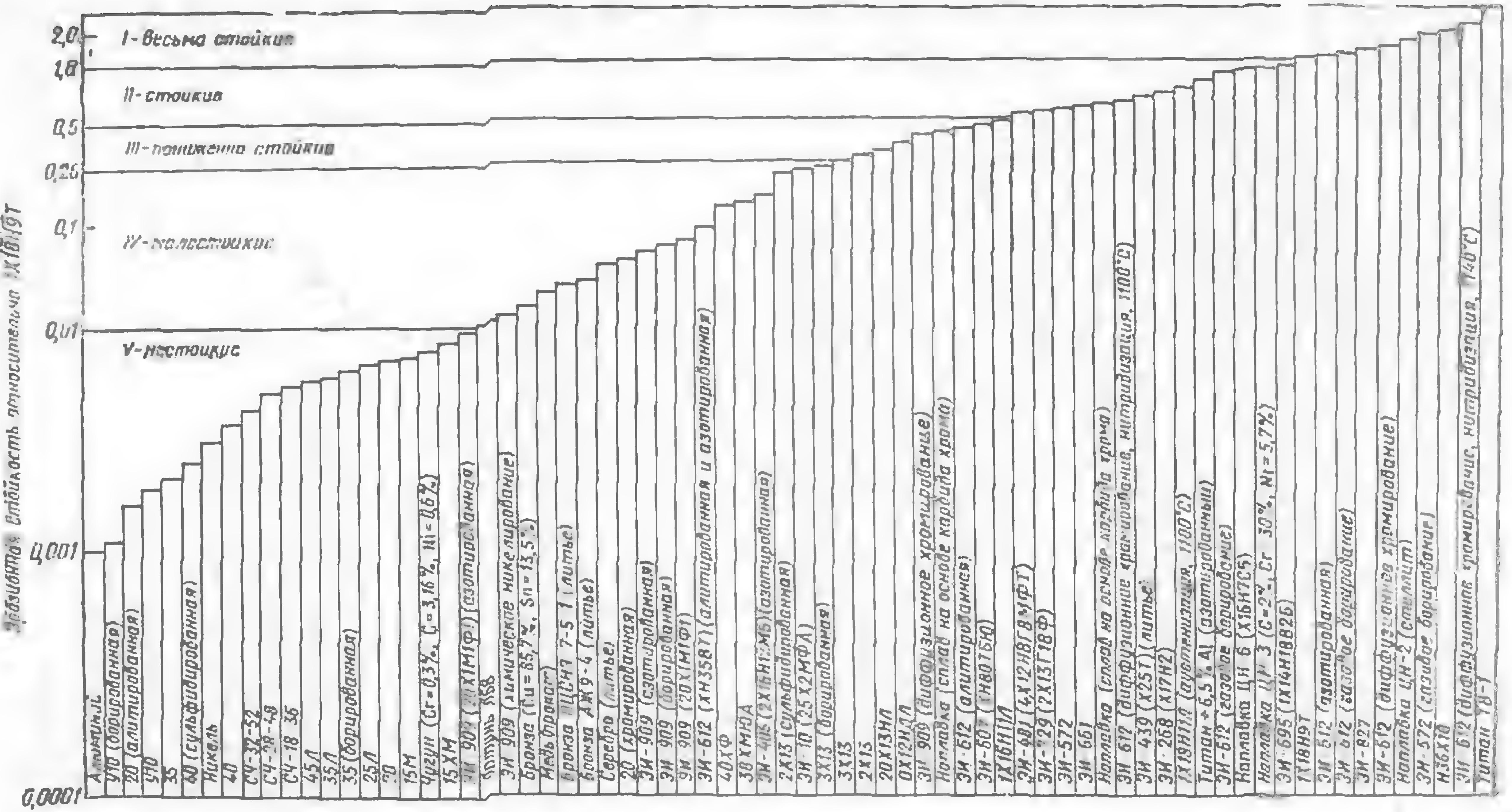


Рис. 4-1. Диаграмма эрозионной стойкости материалов.

диаграмме, и условия проведения испытаний подробно описаны в [Л. 59].

В качестве общих рекомендаций при выборе материалов для арматуры необходимо отметить следующее. Поскольку к материалам отдельных деталей предъявляются требования по целому ряду необходимых свойств, а между ними, как правило, не существует прямой зависимости, то целесообразность применения тех или иных сталей или сплавов следует определять в каждом случае дифференцированно. В основе такого выбора должны лежать возможности максимального использования тех свойств материалов, которые для деталей данной конструкции арматуры и конкретных условий их работы являются наиболее важными. При этом следует учитывать также экономические и технологические показатели применяемых материалов.

4-3. Материалы основных деталей арматуры

В зависимости от рабочих параметров среды, главным образом температуры, для арматуры используются углеродистые, теплоустойчивые перлитные низко- и среднелегированные молибденовые стали, хромомолибденовые и хромомолибденованадиевые стали, высокохромистые нержавеющие стали с присадкой молибдена, ванадия и вольфрама, а также высокоаустенитные хромоникелевые стали. Последние применяются при температуре 600 °С и выше.

Стали, применяемые для основных деталей отечественной арматуры, приведены в табл. 4-2. Их химический состав и механические свойства даны в [Л. 60]. Примерно такие же стали, но с небольшим отклонением по химическому составу используются и в зарубежном энергетическом арматуростроении. Данные по некоторым сталям, применяемым при производстве арматуры в США и ФРГ, приведены в [Л. 21]. В частности, немецкие стали 15Mo3, 13CrMo44 и 10CrMo910 применяются фирмой Бабкок для корпусов арматуры, работающей под давлением от 250 до 500 кгс/см² и при температуре соответственно до 450, 530 и 550 °С. Для арматуры более высоких параметров (255 кгс/см² и 585 °С) используются аустенитные стали X8CrNiMoVNb1613 (фирма Бабкок) и X8CrNiNb1613 (фирма Цикеш) [Л. 21].

Таблица 4-2

Стали для деталей отечественной арматуры высокого и сверхкритического давлений среды

Рабочая среда и ее параметры	Корпуса и крышки	Штоки (шпиндели)	Внутренние детали	Шпильки	Гайки
Питательная вода и насыщенный пар	20Л 25Л 20МЛ 20ГСЛ	38ХМЮА 35 — —	20 3Х13 — —	30ХМА 28ХВФЦ — —	35 — — —
Пар, $p=100$ кгс/см², $t=510$ °С, 540 °С	20ХМЛ (до 510 °С) 20ХМФЛ	38ХВФЮА 38ХМЮА	15ХМ 12Х1МФ	25Х2МФА (ЭИ10) 28ХВФЦ (до 510 °С)	30ХМА (до 510 °С) 28ХВФЦ 38ХМЮА 38ХВФЮА
Пар, $p=140$ кгс/см², $t=570$ °С	15Х1М1ФЛ 12Х2МФБЛ	ЭИ723 ЭИ909	15Х1М1Ф 12Х1МФ	ЭИ723 ЭИ909	25Х2МФА —
Пар, $p=255$ кгс/см², $t=565$ °С, 585 °С	15Х1М1ФЛ 15Х2М2ФБС	20Х1М1Ф1 20Х1М1Ф1ТР 25Х1М1Ф1Б	15Х1М1Ф 12Х1МФ	20Х1М1Ф1 (ЭИ909) 20Х1М1Ф1ТР (ЭП182) 25Х1М1Ф1Б (ЭП44)	25Х2МФА 20Х1М1Ф1
Пар, $p=255$ кгс/см², $t=565$ °С, 600 °С	Х11ВМНФ	2Х12ВМБФР (ЭИ993)	ЭИ756	2Х12ВМБФР (ЭИ993)	2Х12ВМБФР (ЭИ993)
Пар, $p=240$ кгс/см², $t=610$ °С	1Х18Н12ТЛ 1Х18Н9ТЛ ЛА-3 (литье)	4Х14Н14В2М (ЭИ69) ЭИ729 (до 580 °С)	ЭИ694 Х16Н13Б	ЭИ612 ЭИ572 ЭИ729 (до 580 °С)	1Х14Н14В2МТ (ЭИ257) ЭИ405
Пар, $p=300$ кгс/см², $t=650$ °С	ЭИ 695Р (поковка) 1Х15Н9В3БЛ 1Х17Н10Г4М1БЛ ЛА-1 (литье)	ЭИ405 ЭИ612	ЭИ695Р	ЭИ612 (1Х15Н36В3Т)	ЭИ572

Химический состав и механические свойства сталей, применяемых японскими фирмами Окано вэлв [Л. 62], ТОА, Маенака, Хирата и др. приведены в табл. 4-3.

Следует отметить различие в материалах, принятых отечественной и зарубежной практикой для изготовления штоков (шпинделей). Если в СССР в основном применяются перлитные низколегированные стали, то за рубежом все ведущие фирмы для штоков паровой и водяной арматуры используют, как правило, высокохромистые нержавеющие стали с содержанием хрома до 13—17%. Например, фирма Бабкок для штоков арматуры, работающей при температуре до 450 °С, применяет сталь X20Cr13, при температуре до 530 °С — сталь X35CrMo17 и при температуре до 550 °С — сталь X20CrMoV121 [Л. 21].

Японская фирма Окано вэлв применяет высокохромистые стали STY11A, STY16, STY17A и STY18 (табл. 4-3). Содержание хрома в этих сталях составляет в среднем 13—15%.

Японская фирма ТОА, кроме нержавеющей стали SUS2 с 13% хрома, пригодной до температуры 450 °С, для штоков арматуры более высоких параметров успешно применяет две нержавеющие стали своей же фирмы, именуемые охтарон (ohtaron). Из них охтарон-F относится к ферритной стали, охтарон-А — к аустенитной. Химический состав и физико-механические свойства указанных сталей приведены в табл. 4-4 [Л. 63].

Стали охтарон при высоких температурах имеют твердость, близкую к твердости известного кобальтового сплава — стеллита. Их высокотемпературная прочность в 1,6—1,9 раза выше, чем у нержавеющей стали типа 18/8, а по коррозионной стойкости они почти не уступают стеллиту и стали 18/8. Благодаря таким свойствам эти стали применяют также в качестве материалов для седел некоторых типов клапанов. Сравнительные данные стали охтарон-F относительно сталей типа 18/8 и SUS2, сплавов никерон (nickeron) и суперникерон (supernickeron), а также кобальтовых сплавов нихрон (newchron)* и стеллитов показаны соответственно на рис. 4-2, 4-3 и 4-4.

---

* Newchron: C=0,6÷1,5%; Cr=12÷18%; Ni=1÷5%; Mn=0,5÷2,0%; Si=0,3÷2,0%; W=5÷25%; Co — остальное.

Таблица 4-3

Стали, применяемые фирмой Окано вэлв для основных деталей арматуры

Класс стали	Марка стали и ее обозначение			Химический состав, %								
	на фирме Окано вэлв	По стандартам		C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Другие элементы
		JIS	ASTM									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Литейные стали												
Углеродистая	CS	G5101—SC49	A216—WCB	<0,25	<0,60	<0,70	<0,03	<0,02	—	—	—	—
Углерод—Mo, легированная	MoCS	G5111—SCA41	A217—WC1	<0,25	<0,60	0,50—0,80	<0,03	<0,02	—	0,45—0,65	—	—
1,5Cr—Mo, легированная	CMCS1	G5111—SCA51	A217—WC6	<0,20	<0,60	0,50—0,80	<0,03	<0,02	1,00—1,50	0,45—0,65	—	—
2,5Cr—Mo, легированная	CMCS3	—	A217—WC9	<0,18	<0,60	0,40—0,70	<0,03	<0,02	2,00—2,75	0,90—1,20	—	—
5,0Cr—Mo, легированная	CMCS5	G5111—SCA52	A217—C5	<0,20	<0,75	0,40—0,70	<0,03	<0,02	4,00—6,50	0,45>0,65	—	—
1,0Cr—Mo, легированная	CMVCS	—	A389—C23	<0,21	<0,45	0,60—0,70	<0,03	<0,03	0,80—1,25	0,85—1,20	—	V=0,15÷÷0,25
Углеродистая раскисленная Al	LCB	—	A352—LCB	<0,30	<0,60	<1,00	<0,03	<0,02	—	—	—	—
Молибденовая раскисленная Al	LC1	—	A352-LC1	<0,25	<0,60	0,50—0,80	<0,03	<0,02	—	0,45—0,65	—	—
2,0Ni	LC2	—	A352—LC2	<0,25	<0,60	0,50—0,80	<0,03	<0,02	—	—	2,0—3,0	—
3,5Ni	LC3	—	A352-LC3	<0,15	<0,60	0,50—0,80	<0,03	<0,02	—	—	3,0—4,0	—
13Cr, низкоуглеродистая нержавеющая	SCS1	G5121—SCS1	A351—CA15	<0,15	<1,50	<1,00	<0,05	<0,04	11,5—14,0	—	<0,60	—
13Cr, высокоуглеродистая нержавеющая	SCS2	G5121—SCS2	A296—CA40	0,16—0,24	<1,50	<1,00	<0,05	<0,04	11,5—14,0	—	<0,60	
18Cr—8Ni, аустенитная	STNC1	G5121—SCS13	A351—CF8	<0,08	<2,00	<1,50	<0,04	<0,04	18,0—21,0	—	8,0—11,0	—
18Cr—8Ni, низкоуглеродистая аустенитная	STNC2	—	A351—CF3	<0,03	<2,00	<1,50	<0,04	<0,04	17,0—21,0	—	8,0—12,0	—
18Cr—12Ni—Mo, аустенитная	STNC3	G5121—SCS14	A351—CF8M	<0,08	<1,50	<1,50	<0,04	<0,04	18,0—20,0	2,0—3,0	10,0—12,0	—
18Cr—12Ni—Mo, низкоуглеродистая аустенитная	STNC4	G5121—SCS16	A351—CF3M	<0,03	<1,50	<1,50	<0,04	<0,04	17,0—20,0	2,0—3,0	9,0—13,0	—
18Cr—12Ni—Co, аустенитная	STNC5	—	A351—CF8C	<0,08	<2,00	<1,50	<0,04	<0,04	18,0—21,0	—	9,0—12,0	Co=8××C%≈1,00
25Cr—20Ni, аустенитная	STNC20	G5121—SCS18	A351—CK-20	<0,20	<2,00	<2,00	<0,04	<0,04	23,0—27,0	—	19,0—22,0	—
Кованые стали												
Углеродистая	WS	G3201—SF45	A105—2	0,22—0,28	0,15—0,35	0,30—0,60	<0,030	<0,035	—	—	—	—
Углерод—Mo, легированная	MoS	—	A182—F1	<0,30	0,15—0,35	0,50—0,85	<0,045	<0,045	—	0,44 0,65	—	—
1,25Cr—0,5Mo, легированная	CMS1	—	A182—F11	0,10—0,20	0,50—1,00	0,30—0,80	<0,040	<0,040	1,00—1,50	0,44 0,65	—	—
2,25Cr—1Mo, легированная	CMS2	—	A182—F22	<0,15	<0,50	0,30—0,60	<0,040	<0,040	2,00—2,50	0,87 1,13	—	—
5Cr—0,5Mo, легированная	CMS5	—	A182—F5a	<0,20	<0,50	<0,60	<0,040	<0,030	4,0—6,0	0,44—0,65	<0,50	—
Углеродистая раскисленная Al	LF1	—	A350—LF1	<0,30	—	<1,06	<0,04	<0,05	—	—	—	Al=0,03÷÷0,04
3,5Ni	LF3	—	A350—LF3	<0,20	0,15—0,35	<0,90	<0,04	<0,04	—	—	3,25—3,75	—

Продолжение табл. 4-3

Класс стали	Марка стали и ее обозначение			Химический состав, %								
	на фирме Окано вэлв	По стандартам		C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Другие элементы
		JIS	ASTM									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
13Cr, низкоуглеродистая нержавеющая	STY11A	G4303—SUS50B	AISI—403	<0,15	<0,50	<1,00	<0,04	<0,03	11,5—13,0	—	—	—
13Cr, высокоуглеродистая нержавеющая	STY16	G4303—SUS53B	AISI—420	0,26—0,40	<1,00	<1,00	<0,04	<0,03	12,0—14,0	—	—	—
17Cr, нержавеющая	STY17A	G4303—SUS44B	AISI—431	<0,20	<1,00	<1,00	<0,04	<0,03	15,0—17,0	—	1,25—2,50	—
17Cr—4Ni, нержавеющая	STY18	—	AISI—630	<0,07	<1,00	<1,00	<0,04	<0,03	15,5—17,5	—	3,00—5,00	(Co+Ta)= =0,25÷0,45 Cu=3,0÷5,0
18Cr—8Ni, аустенитная	STN1	G4303—SUS27B	AISI—304	<0,08	<1,00	<2,00	<0,04	<0,03	18,0—20,0	—	8,0—11,0	—
18Cr—8Ni, низкоуглеродистая аустенитная	STN2	G4303—SUS28B	AISI—304L	<0,030	<1,00	<2,00	<0,04	<0,03	18,0—20,0	—	9,0—13,0	—
18Cr—12Ni—Mo, аустенитная	STN3	G4303—SUS32B	AISI—316	<0,08	<1,00	<2,00	<0,04	<0,03	16,0—20,0	2,0—3,0	10,0—14,0	—
18Cr—12Ni—Mo, низкоуглеродистая аустенитная	STN4	G4303—SUS33B	AISI—316	<0,030	<1,00	<2,00	<0,04	<0,03	16,0—18,0	2,0—3,0	12,0—16,0	—
18Cr—8Ni—Nb, аустенитная	STN5	G4303—SUS43B	AISI—347	<0,08	<1,00	<2,00	<0,04	<0,03	17,0—20,0	—	9,0—13,0	(Nb+Ta)> >10×C %
18Cr—8Ni—Ti, аустенитная	STN6	G4303—SUS29B	AISI—321	<0,08	<1,00	<2,00	<0,04	<0,03	17,0—20,0	—	9,0—13,0	(Ti)>5×C%
25Cr—20Ni, низкоуглеродистая аустенитная	STN20	G4303—SUS42B	AISI—310S	<0,08	<1,50	<2,00	<0,04	<0,03	24,0—26,0	—	19,0—22,0	—

Продолжение табл. 4-3

Класс стали	Механические свойства				
	Предел прочности, кгс/мм²	Предел текучести, кгс/мм²	Удлинение, %	Сужение, %	Твердость, НВ
1	14	15	16	17	18
Углеродистая	>49,2	>25,3	>24	>35	—
Углерод—Mo, легированная	>45,7	>25,0	>25	>40	—
1,5Cr—Mo, легированная	>49,2	>28,1	>20	>35	—
2,5Cr—Mo, легированная	>49,2	>28,1	>20	>35	—
5,0Cr—Mo, легированная	>63,3	>42,2	>18	>35	—
1,0Cr—Mo, легированная	>50,0	>30,0	>16	>35	—
Углеродистая раскисленная Al	>45,7	>24,6	>24	>35	—
Молибденовая раскисленная Al	>45,7	>24,6	>24	>35	—
2,0Ni	>45,7	>28,2	>24	>35	—
3,5Ni	>45,7	>28,2	>21	>35	—

Продолжение табл. 4-3

Класс стали	Механические свойства				
	Предел прочности, кгс/мм²	Предел текучести, кгс/мм²	Удлинение, %	Сужение, %	Твердость, *НВ*
1	14	15	16	17	18
13Cr, низкоуглеродистая нержавеющая	>55	>35	>20	>40	163—229
13Cr, высокоуглеродистая нержавеющая	>60	>40	>18	>35	183—241
18Cr—8Ni, аустенитная	>49,2	>21,1	>35	—	123—183
18Cr—8Ni, низкоуглеродистая аустенитная	>49,2	>21,1	>35	—	—
18Cr—12Ni—Mo, аустенитная	>49,2	>21,1	>30	—	123—183
18Cr—12Ni—Mo, низкоуглеродистая аустенитная	>49,2	>21,1	>30	—	—
18Cr—12Ni—Co, аустенитная	>49,2	>21,1	>30	—	—
25Cr—20Ni, аустенитная	>45,7	>19,7	>30	—	>123
Кованые стали					
Углеродистая	>49,2	>25,3	>27	>40	—
Углерод—Mo, легированная	>49,2	>28,1	>25	>35	<201
1,25Cr—0,5Mo, легированная	>49,2	>28,1	>20	>30	<201
2,25Cr—1Mo, легированная	>49,2	>28,1	>20	>30	<201
5Cr—0,5Mo, легированная	>63,3	>45,8	>22	>50	<248
Углеродистая раскисленная Al	>42,1	>21,1	>25	>38	—
3,5Ni	>49,2	>28,1	>25	>50	—
13Cr, низкоуглеродистая нержавеющая	>60	>40	>25	>55	>170
13Cr, высокоуглеродистая нержавеющая	>75	>55	>12	>40	>217
17Cr, нержавеющая	>80	>60	>15	>40	>229
17Cr—4Ni, нержавеющая	>110	>95	>13	>30	360—415
18Cr—8Ni, аустенитная	>52	—	>50	>60	<157
18Cr—8Ni, низкоуглеродистая аустенитная	>49	—	>50	>60	<187
18Cr—12Ni—Mo, аустенитная	>52	—	>45	>60	<187
18Cr—12Ni—Mo, низкоуглеродистая аустенитная	>49	—	>45	>60	<187
18Cr—8Ni—Nb, аустенитная	>52	—	>45	>50	<187
18Cr—8Ni—Ti, аустенитная	>52	—	>45	>50	<187
25Cr—20Ni, низкоуглеродистая аустенитная	>52	—	>45	>50	<187

Таблица 4-4

Стали, применяемые фирмой ТОА для штоков и шпинделей арматуры

Группа стали	Рабочая темпера-тура °С	Химический состав, %					
		C	Mn	Si	Cr	Ni	Другие элементы
13Cr—нержавеющая (SUS2)	до 470	0,12—0,16	<1,00	<0,60	11,50—13,50	—	$P<0,03$, $S<0,03$
Охтарон F	470—538	0,13—0,15	<0,5	<0,5	15,0—17,0	1,0—2,0	$Mo=0,3\div0,5$
Охтарон-А	>538	0,07	0,64	0,70	17,40	7,00	$Al=1,15$

Продолжение табл. 4-4

Группа стали	Режим термообработки	Температурный коэффициент линейного расширения, 10^{-6} K^{-1}				Механические свойства					
		20—200 °С	20—300 °С	20—400 °С	20—500 °С	Предел прочности, кгс/мм²	Предел текучести, кгс/мм²	Удлинение, %	Сужение, %	Твердость, *HB*	Ударная вязкость, кгс·м/см²
13Cr—нержавеющая (SUS2)	Отжиг 800—900 °С, медленное охлаждение. Закалка 950—980 °С, охлаждение в масле. Отпуск 600—700 °С, быстрое охлаждение на воздухе	11,0	11,3	11,6	12,1	>60	>40	>20	>50	250—300	>5
Охтарон-F	Отжиг 850—950 °С, охлаждение в печи. Закалка 950—1000 °С, охлаждение в масле. Отпуск 600—700 °С, быстрое охлаждение на воздухе	11,1	11,3	11,4	11,6	>90	>70	>15	>40	>300	>5
Охтарон-А	Закалка 1040 °С, охлаждение 1 ч на воздухе. Отпуск 760 °С, охлаждение 1,5 ч на воздухе	17,3	17,6	18,1	18,4	>100	>80	>14	>10	>300	>5

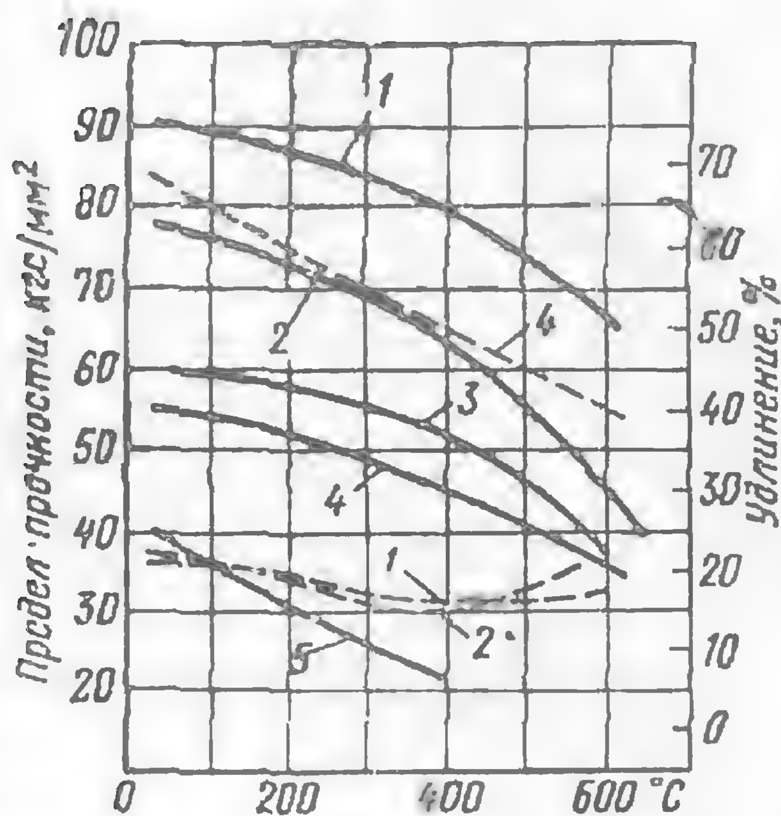


Рис 4-2. Зависимость механических свойств сплавов от температуры (——— — предел прочности; — — — — удлинение).

1 — охтарон-F. *2* — 13%-ная хромистая сталь. *3* — суперникерон; *4* — нержавеющая сталь типа 18/8, *5* — никерон

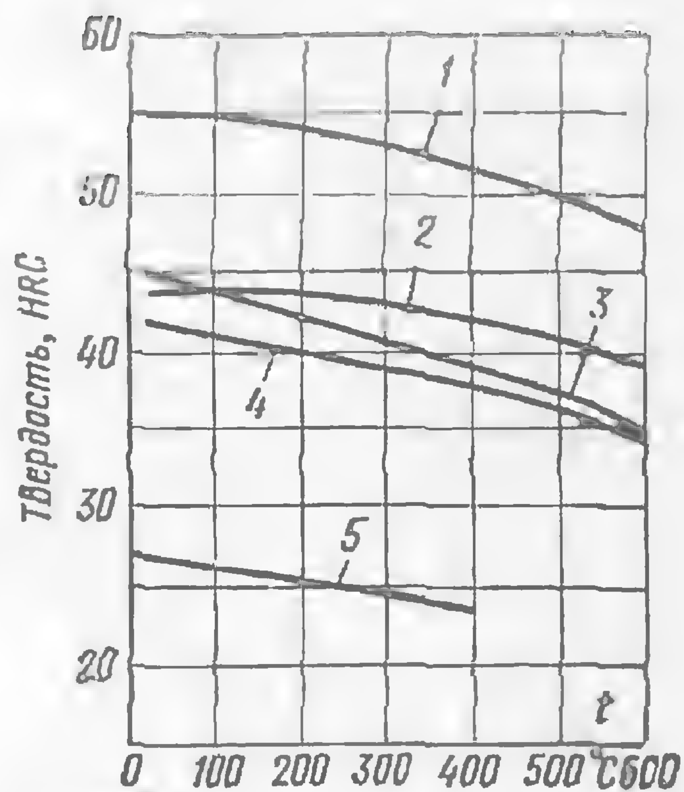


Рис. 4-3 Зависимость твердости сплавов от температуры.

1 — нихром (ТОА), *2* — суперникерон (ТОА); *3* — стеллит № 66 (Мицубиси) и стеллит Хайнес № 6 *4* — охтарон-F (ТОА). *5* — никерон (ТОА)

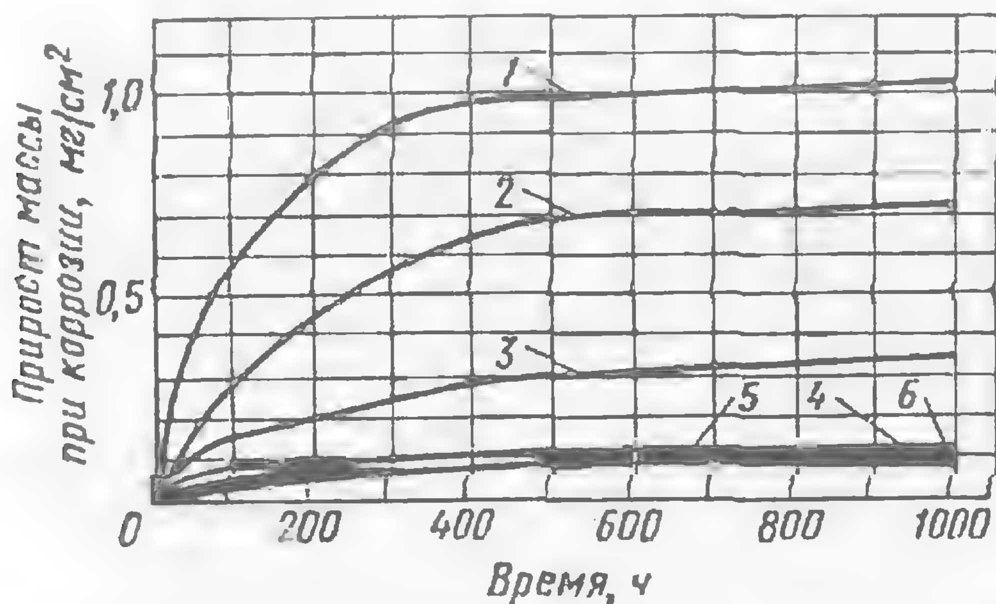


Рис 4-4. Коррозионная стойкость сплавов в паровой среде при 550 °С.

1 — 13%-ная хромистая сталь; *2* — суперникерон; *3* — нихром, *4* — нержавеющая сталь типа 18/8 *5* — охтарон-F; *6* — стеллит Хайнес № 6

Материалы, применяемые для штоков некоторыми американскими фирмами:

Крейн . . . . Экселлой (Exelloy): C=0,1%; Cr=12%; Ni⩽0,5%
Велворт . . . ASTM A-182-55T (F6): C⩽0,12%; Cr=11,5—13,5%; Ni⩽0,5 %
Фогт . . . . . То же
Лункенхаймер . AISI-410: C⩽0,12%; Cr=11,5÷13,5%

Таблица 4-5

Стали, применяемые фирмой Окано вэлв для болтов и гаек

Класс стали	Марка стали и ее обозначение		Механические свойства				
	на фирме Окано вэлв	по стандарту ASTM	Предел прочности, кгс/мм²	Предел текучести, кгс/мм²	Удлинение, %	Сужение, %	Твердость, *НВ*
			Для болтов				
Углеродистая	B1	A194—2	—	≥40	≥20	—	—
Cr—Mo для высоких температур	B7	A193—B7	≥87,9	≥73,8	≥16	≥50	260—320
Cr—Mo—V для высоких температур	B14	A193—B14	≥87,9	≥73,8	≥16	≥50	260—320
Cr—Mo для низких температур	L7	A320—L7	≥87,9	≥73,8	≥16	≥50	—
3,5Ni для низких температур	L10	A320—L10	≥49,2	≥28,1	≥25	≥40	—
18Cr—8Ni—Se для низких температур	B8F	A320—B8F	≥52,7	≥21,1	≥35	≥50	—
			Для гаек				
Углеродистая	S45C	A194—2	≥70,0	≥50	≥17	≥45	200—270
Углеродистая для высоких температур	2H	A194—2H	—	—	—	—	248—352
Молибденовая высокоуглеродистая	G4	A194—4	—	—	—	—	248—352

Продолжение табл. 4-5

Класс стали	Химический состав, %							
	Cr	Mo	Ni	C	Si	Mn	P	S
				Для болтов				
Углеродистая	—	—	—	—	—	—	≤0,03	≤0,035
Cr—Mo для высоких температур	0,80—1,10	0,15—0,25	—	0,38—0,48	0,20—0,35	0,75—1,00	≤0,04	≤0,040
Cr—Mo—V для высоких температур	0,8—1,15	0,30—0,40	—	0,41—0,49	0,20—0,35	0,45—0,70	≤0,04	≤0,040
Cr—Mo для низких температур	0,8—1,10	0,15—0,25	—	0,38—0,48	0,20—0,35	0,75—1,00	≤0,04	≤0,040
3,5Ni для низких температур	—	—	3,25—3,75	0,15—0,20	0,20—0,35	0,40—0,60	≤0,04	≤0,040
18Cr—8Ni—Se для низких температур	17,0—19,0	—	8,0—10,0	≤0,15	≤1,00	≤2,00	≤0,20	≤0,060
				Для гаек				
Углеродистая	—	—	—	0,42—0,48	0,15—0,35	0,60—0,90	≤0,03	≤0,035
Углеродистая для высоких температур	—	—	—	0,42—0,48	0,15—0,35	0,60—0,90	≤0,03	≤0,035
Молибденовая высокоуглеродистая	—	≥0,20	—	0,40—0,50	≥0,15	0,50—0,95	≤0,04	≤0,050

Примечания: 1. В состав стали B14 входит также V=0,20÷0,30%. 2. В состав стали B8F входит также Se≥0,15%. 3. По стандарту JIS сталь S45C обозначается G4051—S45C.

Таблица 4-6

Бронза, применяемая фирмой Окано вэлв для втулок ходового узла арматуры

Класс бронзы	Марка бронзы и ее обозначение			Химический состав, %			
	на фирме Окано вэлв	по стандартам		Cu	Sn	Zn	Pb
		JIS	ASTM				
Литая бронза	BR	H5111—BC3	B22, AlloyD	86,5—89,5	9,0—11,0	1,0—3,0	—
Литая марганцовистая бронза	MnB	H5102—HB_sC1	B147—8A, B132, AlloyB	52,0—60,0	<1,0	Остальное	<0,40
13Ni—литая бронза	K13	—	13Ni—Cast Bronze	Остальное	—	35,0—40,0	—

Продолжение табл. 4-6

Класс бронзы	Химический состав, %				Механические свойства			
	Ni	Fe	Mn	Al	Предел прочности, кгс/мм²	Предел текучести, кгс/мм²	Удлинение, %	Твердость, HB
Литая бронза	—	—	—	—	>25	—	>15	—
Литая марганцовистая бронза	—	0,10—2,0	>1,50	0,50—1,50	>45,7	>17,6	>20	—
13Ni—литая бронза	11,0—13,0	<2,0	0,20—0,40	<0,50	>40	—	>15	>120

Сталь экселлой используется до температуры 538 °С. Штоки клапанов фирмы Крейн, изготовленные из этой стали, дополнительно упрочняются хромом в зоне их контакта с сальниковой набивкой.

Следует отметить, что за рубежом поверхностное упрочнение цилиндрической части штоков арматуры применяют реже, чем в отечественном арматуростроении. Некоторые фирмы для повышения эрозионной стойкости материалов штоков дополнительно упрочняют участок штока, контактирующий с набивкой, газовой наплавкой стеллита.

Для болтов, гаек и втулок ходового узла арматуры характерными являются материалы, используемые фирмой Окано вэлв (табл. 4-5 и 4-6) [Л. 62, 63].

4-4. Материалы уплотнительных поверхностей затворов

Для уплотнительных поверхностей арматуры применяются наплавочные сплавы на основе кобальта, никеля и железа.

В отечественном арматуростроении наиболее широкое распространение получили материалы, указанные в табл. 4-7. Одним из первых сплавов, примененных при производстве арматуры высоких и сверхкритических параметров среды, является сплав на основе кобальта — стеллит, используемый в виде электродов ЦН-2.

Электроды представляют собой литые стержни из кобальтового стеллита ВЗК, покрытые фтористо-кальциевой обмазкой. Наплавка ими производится открытой дугой на постоянном токе обратной полярности. Сварочно-технологические свойства электродов приведены в [Л. 61]. Особенностью электродов ЦН-2 является повышенная склонность наплавленного металла к образованию трещин, из-за чего при наплавке требуется обязательный предварительный и сопутствующий подогрев наплавляемых деталей до температуры 700 °С и последующее их медленное охлаждение в печи или песке.

Стеллит может наноситься на детали не только электродами ЦН-2, но и непосредственно литыми прутками ВЗК. В этом случае наплавка производится ацетилено-кислородным пламенем с избытком ацетилена. При этом вероятность появления газовых пор в наплавленном металле значительно большая, чем при электродуговом способе.

Процесс ведется также вручную с предварительным и сопутствующим подогревом деталей. Некоторые данные о стеллите ВЗК приведены ниже [Л. 65].

Химический состав литого сплава ВЗК, %: C=1,0÷1,5; Si до 2,5, Cr=28÷32; W=4÷5; Co=58÷62; Ni до 2,0; Fe до 2,5; примеси до 1,5.

Таблица 4-7

Сплавы для наплавки уплотнительных поверхностей затворов арматуры

Тип электрода или сплава	Марка электродного материала	Условное обозначение сплава	Способ наплавки	Твердость, HRC	Область применения
ЭН-У18К62Х30В5С2 (ГОСТ 10051-62)	ВЗК	ЦН-2	Ручная электродуговая, плавящимся электродом	45—53	На все применяемые параметры воды и пара
ЭН-08Х17Н7С5Г2 (ГОСТ 10051-62)	св-02Х19Н9 или св-04Х19Н9 (ГОСТ 2246-60)	ЦН-6	Ручная электродуговая, плавящимся электродом	27—33	Вода всех параметров и пар до температуры 540 °С
—	св-08Х19Н10Б или св-08Х20Н10Г6 (ГОСТ 2246-60)	ЦН-12	Ручная электродуговая, плавящимся электродом	40—52 (20 °С) 35—41 (500 °С) 38 (600 °С)	Вода всех параметров и пар до температуры 565 °С
Х12Н7С4М2	св-0Х19Н9С2 (ГОСТ 2246-60)	—	Автоматическая электродуговая, плавящейся проволокой под слоем флюса	35—45	Вода всех параметров и пар до температуры 540 °С
ХН80СР2 (РТУ УССР 1179-67)	—	—	Автоматическая плазменно-дуговая, плавящимся порошком	42—52	Вода всех параметров и пар до температуры 565° С

Продолжение табл. 4-7

Тип электрода или сплава	Химический состав, %							
	C	Mn	Si	Cr	Ni	Fe	Другие элементы	Примеси
ЭН-У18К62Х30В5С2 (ГОСТ 10051-62)	1,6—2,3	—	1,5—2,0	26—32	—	—	Co=59÷65 W=4÷5	S<0,04, P<0,04
ЭН-08Х17Н7С5Г2 (ГОСТ 10051-62)	⩽0,12	1—2	5,0—5,8	16—18	6—8	Остальное	—	S<0,007, P<0,022
—	⩽0,18	3—5	4—6	14—18	6,5—10	Остальное	Mo=5÷7 Nb=0,9÷1,4	S<0,04, P<0,04
Х12Н7С4М2	0,14—0,21	0,8—1,6	3,5—5,0	11,0—14,0	6—8	Остальное	Mo=1,5÷2,5	S<0,007, P<0,02
ХН80СР2 (РТУ УССР 1179-67)	0,3—0,7	—	2,0—4,0	12—15	Остальное	⩽5,0	B=1,6÷2,8	⩽0,5

Свойства литого сплава ВЗК:	
Твердость, *HRC*	42—43
Плотность, г/см³	8,5
Температура плавления, °С	1275
Температурный коэффициент линейного расширения при 100—300 °С	$12 \cdot 10^{-6}$ К$^{-1}$
Предел прочности при растяжении, кгс/мм²	60—70
Усадка при переходе в жидкое состояние, %	2,0

Свойства наплавленного сплава:	
Твердость, *HRC*	40—43
Коэффициент износа при истирании по отношению к высокомарганцовой стали	0,5—0,6

Поверхности, наплавленные электродами ЦН-2 или прутками ВЗК, имеют высокую коррозионно-эрозионную стойкость, достаточную стойкость против задирания и способны длительно сохранять твердость при высоких температурах. Однако хорошие служебные свойства стеллита сохраняются лишь при содержании железа в наплавленном сплаве не более 6%, что требует минимального проплавления основного металла детали. Это условие при ручной дуговой наплавке обеспечить не всегда возможно, и потому сплав наплавляется, как правило, в несколько слоев. Большая же высота наплавленного стеллита (до 9 мм), особенно в случае его нанесения на металл, отличающийся от сплава теплофизическими свойствами, вызывает появление значительных напряжений в зоне сплавления, а отсюда — и вероятность образования трещин. Поэтому на детали, изготовленные из перлитных сталей, до наплавки стеллита электродами ЦН-2 рекомендуется наплавлять промежуточный подслой 1,5—2 мм аустенитными электродами марки ЦТ-1 (C$\leqslant$0,15%; Mn$=$2,2$\div$3,2%; Si$\leqslant$1,3%; Cr$=$15$\div$17,5%; Ni$=$6,8$\div$9,0%; V$=$0,4$\div$0,65%; Mo$=$2,4$\div$3,2%; S$\leqslant$0,02%; P$\leqslant$0,03%; *HB*$=$180$\div$220).

Стеллит является одним из лучших материалов для уплотнительных поверхностей тяжело нагруженной и ответственной арматуры. Применение стеллита осложнено высокой его стоимостью и трудностью изготовления из него электродной проволоки или ленты для механизированного процесса наплавки.

В отечественном арматуростроении широко используются наплавочные сплавы железа. Их основой служит хромоникелевая аустенитная сталь, дополнительно легированная кремнием, молибденом, ниобием и другими элементами. Сплав Х16Н7С5 получается при наплавке электродами ЦН-6. Наплавка ими ведется на постоянном токе обратной полярности и может выполняться как с предварительным подогревом деталей до температуры 300—400 °С (при наплавке деталей из перлитной стали), так и без него (для деталей из углеродистой стали). Основные сварочно-технологические свойства электродов ЦН-6 описаны в [Л. 64].

По сравнению со стеллитом сплав Х16Н7С5 дешевле и технологичнее, обладает лучшей пластичностью и, как следствие, более высоким сопротивлением термической усталости. Примерно такими же данными обладает сплав Х12Н7С4М2, получаемый автоматической наплавкой проволокой св-0Х19Н9С2 с легирующим плавлено-керамическим флюсом типа АН-27.

Существенным недостатком сплавов типа ЦН-6, не позволяющим применять их для наплавки арматуры сверхкритических параметров пара, является пониженная твердость при высоких температурах (рис. 4-5). Известны случаи смятия уплотнительных поверхностей из-за попадания на них твердых частиц, находящихся иногда в потоке рабочей среды. По сравнению со стеллитом эти сплавы имеют пониженную эрозионную стойкость и намного меньшую стойкость против задирания.

Хромоникелевый сплав с небольшим содержанием ниобия соответствует электродам ЦН-12. Наплавленный металл обладает высокой твердостью и стойкостью против задирания и для отдельных видов арматуры применяется вместо стеллита. Однако из-за низкой термостойкости и склонности к растрескиванию при больших удельных нагрузках этот сплав в производстве энергетической арматуры менее распространен, чем сплав типа ЦН-6.

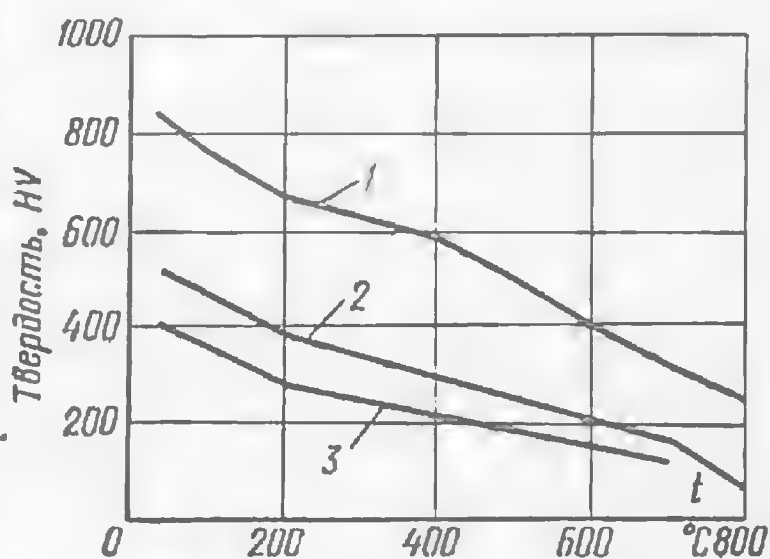


Рис. 4-5. Твердость сплавов ЦН-2, ЦН-6 при различных температурах.

1 — ЦН-2; *2* — ЦН-6; *3* — ЦН-6Б

Сплав ХН80СР2 относится к высоконикелевым сплавам, легированным кремнием и бором. Наплавляется он в виде присадочного гранулированного порошка плазменно-дуговым способом. Основные физические свойства некоторых из этих сплавов приведены в табл. 4-8 [Л. 66].

По ряду свойств никелевые сплавы не уступают стеллиту В3К. Сравнительные данные горячей твердости кобальтовых и никелевых сплавов представлены на рис. 4-6 [Л. 67]. Сплавы на основе никеля хорошо работают в условиях сухого трения металла по металлу. Их стойкость против задирания и эрозии высокая. Однако

Таблица 4-8

Химический состав и свойства некоторых высоконикелевых сплавов

Химический состав, %						Твердость, HRC	Плотность, г/см³	Температура плавления, °С	Температурный коэффициент линейного расширения, 10^{-6} К$^{-1}$
C	Si	Cr	B	Fe	Ni				
0,45	2,25	10,0	2,0	2,5	Остальное	35—40	8,22	1110	15,5
0,65	3,75	11,5	2,5	4,25	"	45—50	8,14	1070	15,1
0,75	4,25	13,5	3,0	4,75	"	56—61	7,80	1040	14,5

относительно стеллита и сплава типа ЦН-6 никелевые сплавы, наплавленные плазменно-дуговым способом, имеют пониженную термопрочность и коррозионную стойкость.

Из рассмотрения применяемых на практике наплавочных сплавов видно, что каждый из них не в полной мере отвечает требованиям по ряду специальных и технологических свойств. Поэтому изыскание и подбор материалов для уплотнительных поверхностей затворов по-

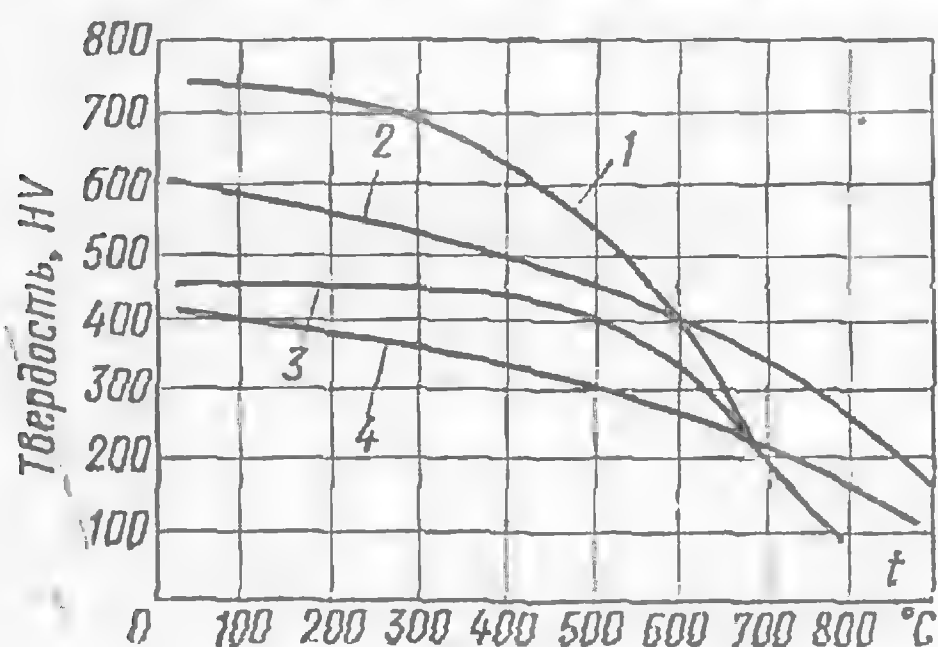


Рис. 4-6. Зависимость твердости кобальтовых и никелевых сплавов от температуры.

1 — ХН80СР4, 2 — В2К, 3 — ХН80СР2; 4 — В3К

стоянно продолжается. При этом исследуются новые и известные сплавы в сочетании с различными технологическими приемами их наплавки на применяемые стали с учетом формы деталей арматуры. Данные по эрозионной стойкости некоторых из таких материалов, испытанных в Мо ЦКТИ при щелевом потоке воды, приведены в табл. 4-9.

Таблица 4-9

Эрозионная стойкость материалов при щелевом потоке воды по данным МоЦКТИ (длительность испытания 150 ч)

Материал	Состояние материала	Химический состав, %									
		C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	Nb	Ti	Fe	Другие элементы
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ЭИ-698	Наплавка автоматическая на сталь 12Х1МФ	<0,08	—	—	13—16	Остальное	2,8—3,2	1,8—2,2	2,35—2,75	≤2	Al=1,3÷÷1,7
12Х1МФ	Прокат	<0,15	0,17—0,37	0,40—0,70	0,90—1,12	≤0,25	0,25—0,35	—	—	—	V=0,15÷÷0,30
ЖС 6КП	Металлокерамика	<0,16	—	—	9,0—11,5	Остальное	4,0—6,0	—	2,4—3,3	≤2	Co=5÷8, W=3÷5, Al=4,2÷5,0
Электроды ЦТ-28	Наплавка на сталь 12Х1МФ	<0,08	0,25	2,0	13,0	Остальное	15,0	—	—	—	W=4,0
Опытный № 1	Наплавка автоматическая на сталь 12Х1МФ	0,07	4,13	1,12	12,73	6,25	—	—	1,93	Остальное	—
Опытный № 2	То же	0,08	4,51	1,14	11,99	5,93	—	—	—	»	—
Опытный № 3	» »	0,07	5,02	1,26	12,39	6,10	—	—	—	»	—
Опытный № 4	» »	0,1	5,74	0,84	11,86	7,86	—	—	—	»	—
Электроды ЦН-12	Наплавка на сталь 12Х1МФ в углубление*	0,18	4—6	3—5	14—18	6,5—10,0	5—7	0,9—1,4	—	»	—
Электроды ЦН-6	Наплавка на сталь 12Х1МФ	0,12	5—5,8	1—2	16—18	6—8	—	—	—	»	—

Состояние материала	Химический состав, %									
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	Nb	Ti	Fe	Другие элементы
2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Наплавка на сталь 12Х1МФ многослойная	0,14—0,18	2,42—2,45	2,84—2,86	16,05—17,16	7,80—7,94	5,79—6,00	0,99—1,00	0,27—0,28	Остальное	—
Наплавка на сталь 12Х1МФ	0,08—0,14	0,15—0,5	1,0—2,5	13,5—17,0	Остальное	4,7—6,7	—	—	—	—
То же	0,13—0,14	2,35—2,37	2,35—2,37	17,53	7,97—8,00	5,52	1,23	0,17—0,18	Остальное	—
То же и в углубление	1,6—2,3	1,5—2,0	—	28—32	—	—	—	—	—	Co=59÷65, W=4÷5
Наплавка на сталь 12Х1МФ многослойная	0,16—0,18	2,5	2,84—2,90	17,04—17,07	7,90—7,94	5,48	0,95	0,25—0,29	Остальное	—
То же	0,11	3,40—3,56	2,26	17,06	6,96	5,72	1,16	—	»	—
» »	0,12—0,17	2,84—2,92	2,9—2,92	16,8	7,54—7,90	5,72	0,95—0,97	0,32	»	—
То же и в углубление	0,15	5,0	2,0	20,0	25,0	8,0	1,0	—	—	—
—	—	0,25—0,60	—	0,4—0,9	—	—	—	Остальное	0,25—0,60	Al=5÷6,5 B=0,01
—	—	—	—	2—3	—	—	—	»	—	Al=4÷6,2
—	—	—	—	—	—	—	—	Основа	—	—

Состояние материала	Твердость рабочей поверхности, *HRC*	Температура, °C	Давление, кгс/см²	Скорость потока, м/с	Средняя скорость эрозии, мкм/ч	Эрозионная стойкость относительно стали 1Х18Н9Т
2	13	14	15	16	17	18
Наплавка автоматическая на сталь 12Х1МФ	—	200	174	210	0,552	0,08
Прокат	—	200	174	200	0,397	0,19
Металлокерамика	—	200	174	226	0,291	0,21
Наплавка на сталь 12Х1МФ	—	200	175	210	0,217	0,47
Наплавка автоматическая на сталь 12Х1МФ	35—38	200	174	227	0,144	0,50
То же	43—45	200	174	216	0,096	0,55
» »	38—40	200	172	219	0,084	0,64
» »	34—35	200	176	220	0,041	0,66
Наплавка на сталь 12Х1МФ в углубление*	38—40,5	135	154	180	0,061	0,65
Наплавка на сталь 12Х1МФ	32—37	200	174	225	0,140	0,83

Материал
1
Опытный № 5
Электроды ЦТ-10
Опытный № 6
Электроды ЦН-2
Опытный № 7
Опытный № 8
Опытный № 9
Электроды ЦН-13
Титан марки АТ 6
Титан марки ВТ3-1
Титан без легирующих добавок

Материал
1
ЭИ-608
12Х1МФ
ЖС-[illegible]КП
Электроды ЦТ-28
Опытный № 1
Опытный № 2
Опытный № 3
Опытный № 4
Электроды ЦН-12
Электроды ЦН-6

Продолжение табл. 4-9

Материал	Состояние материала	Твердость рабочей поверхности, *HRC*	Температура, °C	Давление, кгс/см²	Скорость потока, м/с	Средняя скорость эрозии, мкм/ч	Эрозионная стойкость относительно стали 1Х18Н9Т
1	2	13	14	15	16	17	18
Опытный № 5	Наплавка на сталь 12Х1МФ многослойная	30,5	135	150	174	0,037	0,91
Электроды ЦТ-10	Наплавка на сталь 12Х1МФ	—	200	175	198	0,072	1,11
Опытный № 6	То же	31,0	135	150	174	0,031	1,09
Электроды ЦН-2	То же и в углубление	44—18	135	154	180	0,034	1,21
Опытный № 7	Наплавка на сталь 12Х1МФ многослойная	36,6	135	155	180	0,091	1,61
Опытный № 8	То же	42,0	135	155	165	0,019	1,84
Опытный № 9	» »	39,0	135	150	202	0,019	1,87
Электроды ЦН-13	То же и в углубление	45,0	135	150	202	0,017	1,92
Титан марки АТ-6	—	34	200	174	220	0,010	3,28
Титан марки ВТЗ-1	—	—	200	168	[illegible]	0,005	4,04
Титан без легирующих добавок	—	—	200	172	215	0,005	4,17

* Наплавка производилась в горловину корпуса вентиля на участок расположения седла.

Определенный интерес представляют материалы, используемые для уплотнительных поверхностей затворов в зарубежном арматуростроении. Как и в отечественной практике, применяются наплавочные сплавы на основе кобальта, никеля и железа. Однако на большинстве фирм и предприятий разных стран кобальтовые сплавы являются основными материалами. При этом выбор сплавов на каждой из фирм достаточно широк, что позволяет применять их для определенных типов арматуры в зависимости от условий ее работы. Для уплотнительных поверхностей затворов сплавы на основе кобальта были впервые применены в арматурной промышленности США. Стеллиты, полученные в 1907 г. Хайнесом (США) при изыскании сплавов для электрических сопротивлений, в дальнейшем нашли самое широкое применение как в литом виде при изготовлении деталей методом точного литья по выплавляемым моделям, так и в наплавленном состоянии для поверхностного упрочнения особо ответственных элементов оборудования. Из 20 разновидностей стеллитов и стеллитоподобных сплавов,

Таблица 4-10

Основные элементы химического состава, %, и физико-механические свойства стеллитов Хайнес

Номер стеллита	C	Mn	Si	Cr	W	Co	Плотность, г/см³	Точка плавления, °C
1	2,0—2,5	1,0	1,0	30,0	12,0	54,0	8,59	1 250
6	1,0	1,0	2.5—2,7	28,0	4,0	60—65	8,38	1 275
12	1,3	1,0	1—1,2	30,0	8—9	57,5	8,40	1 263

Продолжение табл. 4-10

Номер стеллита	Температурный коэффициент линейного расширения (при 0—1000 °C), 10^{-6} К⁻¹	Прочность, кгс/мм²		Удлинение, %	Коэффициент трения		Твердость, *HRC*	
		на разрыв	на сжатие		полированных поверхностей	механически обработанных поверхностей	при автогенной сварке	при электросварке
1	14,4	33	180*	0	—	—	54	45
6	16,9	74	155**	1	0,11	0,13—0,15	44	37
12	15,8	53	135**	0	—	—	47	41

* Без изгиба.

** При небольшом изгибе.

выпускаемых в США, наиболее характерными для наплавки уплотнительных поверхностей арматуры являются сплавы, основной химический состав и физико-механические свойства которых приведены в табл. 4-10 [Л. 68].

Наибольшей твердостью и сопротивлением износу обладает стеллит № 1. Стеллит № 12 обладает большей вязкостью и лучше противостоит изменениям температуры. Самым вязким является стеллит № 6 (соответствует отечественному стеллиту ВЗК). Для газовой наплавки они изготавливаются в виде литых прутков диаметром 3,2; 8,0 и 9,5 мм; для дуговой — в виде обмазанных электродов диаметром 4,0; 4,8 и 6,4 мм. Длина всех их одинакова —330 мм. По цвету окраски прутки и электроды разделяются соответственно на черные и черно-зеленые (стеллит № 1), красные и красно-зеленые (стеллит № 6), светло-зеленые (стеллит № 12). Тем самым исключена возможность ошибки при их применении в производстве.

Использование кобальтовых сплавов как материала уплотнительных поверхностей типично и для фирм арматуростроения Англии. Кроме стеллита Герберта английского производства (C=2%, Cr=20%, W=10%, Mo=18%, Co=50%), применяются также сплавы, приведенные в табл. 4-11 [Л. 21].

Наряду со сплавами на кобальтовой основе отдельные фирмы США и Англии применяют сплавы на основе никеля с добавкой бора или без него (табл. 4-12). Эти сплавы применяются в основном для наплавки уплотнительных поверхностей паровой судовой арматуры, а также в тех случаях, когда при сохранении твердости контактных поверхностей к арматуре предъявляются требования устойчивости к агрессивным средам.

В Англии для наплавки паровой арматуры используются также сплавы, приведенные в табл. 4-13 [Л. 21].

Таблица 4-11

Основные элементы химического состава, %, и физико-механические свойства стеллитов, применяемых в Англии

W	Cr	C	Co	Точка плавления, °C	Плотность, г/см³	Температурный коэффициент линейного расширения (при 20—600 °C), 10^{-6} К$^{-1}$	Предел прочности, кгс/мм²	Твердость, *HRC*
5	30	1	Остальное	1 310	8,4	14	74	40
8	31	1,35	"	1 250	8,4	13,4	86	48

Таблица 4-12

Химический состав, %, некоторых никелевых сплавов, применяемых в США и Англии

Наименование сплава	Cr	B	Ni	W	Mo	Прочие элементы
США:						
Сплав № 1	13	3	76	—	—	8
Сплав № 2	17	4	70	—	—	9
Хастелой 6	15	—	57	5	17	6
Колмоной 6	18	4	68	—	—	10
Англия:						
Сплав типа колмоной	11	2,9	Остальное	—	—	Fe = 4, Si = 4

Арматурные фирмы Японии используют сплавы на основе кобальта, никеля, а также высокохромистые стали (при невысоких параметрах среды). В частности, фирма Окано вэлв применяет материалы, указанные в табл. 4-14 [Л. 62]. В Японии используется также стеллит фирмы Мицубиси № 66, идентичный стеллиту Хайнес № 6. На арматурных фирмах Франции и ФРГ используются стеллиты № 1 и № 6, получаемые из США. Фирмы ФРГ, кроме того, применяют стеллиты собственного производства: X220CoCr—W5527 (56,8% Co, 14% W, 27% Cr, 2,2% C, *HRC*=50) и X110CoCr—W6327 (67,3% Co, 4,5% W, 27% Cr, 1,2% C, *HRC*=40), извест-

Таблица 4-13

Химический состав, %, и физико-механические свойства высоколегированных сплавов, применяемых в Англии

C	Cr	W	Mo	Ni	Co	Fe	Точка плавления, °C	Плотность, г/см³	Температурный коэффициент линейного расширения (при 20—600 °C), 10^{-6} К⁻¹	Предел прочности, кгс/мм²	Твердость, *HRC*
2,5	25,0	—	18,0	15,0	27,0	Остальное	1280	7,8	13,8	70,5	40
2,5	29,0	14,0	—	39,0	10,0	»	1315	8,6	13,3	67,5	40

Таблица 4-14

Химический состав, %, и механические свойства наплавочных материалов, применяемых фирмой Окано вэлв

Тип стали (сплава)	Обозначение марки стали (сплава)		Co	Ni	Fe	Cr	Mo	W	C	B	Предел прочности, кгс/мм²	Удлинение, %	Твердость, HRC
	Фирма Окано вэлв	По стандарту ASTM											
Стеллит	TC1	Stellite № 1	Остальное	—	—	30	—	12	2,5	—	35	0—1	52
Стеллит	TC6	Stellite № 6	То же	<3	<3	30	—	4	1,1	—	90	1	46
Стеллит	TC12	Stellite № 12	» »	<3	<3	30	—	8	1,3	—	55	0—1	48,5
Стеллит	TC21	Stellite № 21	» »	2—4	<2	25—30	5—6	—	0,2—0,3	<0,007	60	2	39
Колмоной	TN4	Colmonoy	—	Остальное	2,5	12	—	—	0,45	2,5	40	1	39
Колмоной	TN5	»	—	То же	4,0	13	—	—	0,65	3,0	55	0—1	46
Колмоной	TN6	»	—	» »	5,0	15	—	—	0,75	3,5	70	0—1	52
Легированная сталь	TF3	—	—	1	Остальное	13	1,0	—	0,12	—	80	5	43
Легированная сталь	TF7	—	—	—	То же	17	1,0	—	0,35	—	90	6	46

ные под названием соответственно Acrit Co50 и Acrit Co40 [Л. 21].

Кобальтовые сплавы нашли широкое признание и на предприятиях арматуростроения социалистических стран: ЧССР, ГДР и ПНР. Например, в ЧССР наплавка уплотнительных поверхностей выполняется стеллитами марок Реал-095, Реал-096 и более экономичными твердыми сплавами, разработанными на их основе, ЖА310Со и ЖА330Со. В последнее время здесь применяются сплавы на кобальтовой основе с небольшим содержанием молибдена — сплавы ЖА305Мо и ЖА310Мо (табл. 4-15). Кобальтовые стеллиты, легированные молибденом, как показали совместные испытания советских и чешских специалистов, обладают еще более высокими свойствами по сопротивлению задиранию [Л. 60].

Таблица 4-15

Химический состав стеллитов, %, применяемых в ЧССР

Наименование сплава	C	Cr	W	Mo	Co	Mn	Si	Fe	Ni
Реал-095	2,12	26,43	10,84	Следы	51,28	0,53	1,28	7,38	Следы
Реал-096	1,34	26,52	4,84	Следы	63,22	0,65	0,65	4,12	»
ЖА305Мо	1,39	28,55	3,52	5,60	57,20	0,47	1,11	2,81	»
ЖА310Мо	1,52	29,40	3,68	11,55	51,16	0,40	1,19	1,51	»

Отличительной особенностью технологии наплавки стеллитов за рубежом является использование газового, а не электродугового способа наплавки. Наряду с наплавкой вручную применяются механизированные установки, оснащенные многопозиционными газовыми горелками и приспособлениями малой механизации (поворотные столы, наклонные желоба и пр.). В тех случаях, когда поверхностная наплавка элементов арматуры технологически невозможна, детали изготовляются целиком из стеллита.

Глава пятая

КОНСТРУКЦИИ ДРОССЕЛЬНО-РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АРМАТУРЫ

5-1. Основные конструктивные признаки арматуры

Каждый тип арматуры характеризуется *конструкцией затвора*. В соответствии с этим всю арматуру можно разделить на четыре группы.

1. Арматура, в которой перемещение элементов затвора происходит параллельно направлению потока среды. Это клапаны золотникового, игольчатого, скальчатого, многоступенчатого и других типов.

2. Арматура с вращением элементов затвора. К этой группе относятся поворотные клапаны и заслонки, краны и т. д.

3. Арматура с затвором, элементы которого перемещаются перпендикулярно направлению потока, например клапаны шиберного типа.

4. Арматура, в затворе которой происходит сжатие проходного канала. В эту группу входят диафрагмовые и шланговые клапаны.

В качестве подвижных элементов затвора применяются шиберы и плунжеры (золотники). Плунжеры бывают четырех основных типов: пробочные (стержневые), полые цилиндрические с окнами, сегментные и тарельчатые.

По конструктивным характеристикам дроссельно-регулирующая арматура подразделяется на профилируемую (клапаны) и непрофилируемую (поворотные заслонки).

По периодичности включения в работу различают арматуру постоянного действия (питательные клапаны котлов) и периодического действия (клапаны БРОУ).

По организации потока среды в проточной части арматуры почти все дроссельно-регулирующие органы относятся к арматуре струйного типа. Реже используется принцип центробежного течения.

По принципу действия различают дроссельно-регулирующие органы вязкостного сопротивления (потеря давления связана с вязкостным трением) и инерционного сопротивления (потеря давления связана с инерционными силами). В регулирующих органах вязкостного сопротивления перепад давления пропорционален первой степени скорости потока, $\Delta p = f(W)$, а в регулирующих органах инерционного сопротивления — квадрату скорости $\Delta p = f(W^2)$.

По виду регулирования дроссельно-регулирующие органы делятся на регулируемые (с изменяемыми геометрическими размерами проходного сечения — клапаны) и нерегулируемые (дроссельные устройства).

По числу ступеней дросселирования

дроссельно-регулирующие органы выполняются в виде одноступенчатых и многоступенчатых конструкций.

По числу седел (посадочных поверхностей) различают односедельные и двухседельные дроссельно-регулирующие органы. Двухседельные конструкции называют также двухпоточными или с разделением потоков.

По форме корпуса арматура подразделяется на угловую и проходную. В угловой арматуре поток изменяет свое направление обычно на 90°. В проходной — поток среды движется в основном вдоль оси патрубков или с некоторым искривлением. При этом арматура выполняется как с прямым расположением штока, перпендикулярным к оси патрубков, так и наклонным расположением. Разновидностью проходной арматуры являются, например, прямоточные (осевые) клапаны. Выпрямление потока в проточной части клапана способствует уменьшению гидравлических потерь на вихреобразование. Кроме того, такие конструкции менее склонны к эрозионному износу деталей проточной части.

Конструктивные особенности дроссельно-регулирующей арматуры и эффективность ее работы во многом связаны с направлением потока среды. Конструкции арматуры могут допускать любое направление потока или только строго определенное. В описании каждого типа арматуры указывается направление подвода среды.

Соответственно направление потока в клапанах либо совпадает с направлением движения плунжера на открытие, либо противоположно ему. Если поток способствует открытию проходного сечения клапана, то такое направление потока называют «под плунжер». Если поток препятствует открытию клапана и действует на плунжер в сторону его закрытия, направление потока именуют «на плунжер». Клапаны углового типа могут быть выполнены с односторонним и двусторонним (симметричным) подводом среды на плунжер.

Важное значение имеет конфигурация проточной части арматуры после прохода потока через сужение в седле, где он приобретает наибольшую скорость. Так, в угловых клапанах с подачей среды на плунжер поток направляется в трубопровод без изменения направления, т. е. поток не подвергается дополнительному дросселированию в изгибах корпуса, как это происходит в клапанах с проходным корпусом. При беспрепятственном выходе потока в выходном патрубке легко можно вмонтировать защитную рубашку, предотвращающую разрушение его от эрозии. Таким образом, угловой клапан лучше подходит для управления высокоскоростными потоками при срабатывании больших перепадов давления на клапане. Поток в угловом клапане характеризуется устойчивостью и пониженным уровнем вихреобразования. В тех угловых клапанах, которые имеют большой радиус закругления корпуса перед седлом, про-

точная часть вместе с выходным патрубком приближается по профилю к трубе Вентури. Такие клапаны обладают низким коэффициентом гидравлического сопротивления и их пропускная способность в среднем на 30% выше, чем проходных того же диаметра $D_у$ [Л. 54]. Если направление потока через угловой клапан не связано с ограничением по эрозионному износу корпуса, оно может быть принято и «под плунжер». В частности, это позволяет повысить пропускную способность клапана за счет увеличения коэффициента расхода при изменении направления.

Поток среды в проходном клапане, в том числе и двухседельном, в отличие от углового клапана до поворота в трубопровод после прохода через седло ударяется о стенку корпуса, что ведет к ударно-эрозионному разрушению корпуса.

Направление потока среды через клапан определяет направление усилия, действующего на плунжер. Направление потока влияет на силовые характеристики привода в зависимости от того, с какой стороны плунжера приложено большее давление. В проходном односедельном клапане с пробочным плунжером, как правило, большее усилие привода требуется для закрытия клапана при подаче среды под плунжер. Для углового клапана большее усилие соответствует открытию клапана при подаче среды на плунжер

Конструкции дроссельно-регулирующей арматуры бывают разгруженными и неразгруженными в зависимости от величины перестановочного усилия на штоке (шпинделе). Именно величина перестановочного усилия, необходимого для установки плунжера в определенное положение, ограничивает применение односедельных клапанов любой конструкции для регулирования больших расходов среды высокого давления при значительных перепадах давления на клапане. С помощью некоторых конструктивных мероприятий можно добиться снижения перестановочного усилия на штоке, т. е. сделать конструкцию клапана разгруженной. Поскольку это нередко ведет к значительному усложнению конструкции, то целесообразность конкретно принятой конструктивной схемы и введение разгрузки нуждаются в обосновании.

Полностью разгруженной от каких бы то ни было усилий арматуры быть не может, так как всегда имеются вредные силы сопротивления (трение в сальнике, затворе и т. д.). Под разгрузкой штока следует прежде всего понимать снижение усилия от давления среды. Силы сопротивления также могут быть уменьшены при определенных условиях. Так, для уменьшения трения в сальнике шток ответственного клапана подвергают обработке с высокой степенью чистоты поверхности или наносят на них специальные антифрикционные покрытия

Общая величина снижения усилия на штоке для каждого типа конструкций арматуры имеет свои оптимальные пределы, которые исследуются. Например, по данным ЦКТИ [Л. 69] шток односедель-

ного регулирующего клапана с конусной уплотнительной поверхностью испытывает в процессе открытия клапана сжимающие и растягивающие усилия, постоянные для данной степени открытия и переменные по величине при изменении степени открытия. При степенях открытия, соответствующих минимальным абсолютным значениям усилий, шток становится динамически неустойчивым и подвергается осевым вибрациям. Максимум их амплитуд и скоростей находится в области нулевых усилий на штоке (свободный подвес штока). Установлено также, что точка, соответствующая «свободному подвесу» штока, с уменьшением угла конусности седел смещается в сторону увеличения степени открытия клапана. Поэтому в отдельных конструкциях для предотвращения вибраций некоторая величина неуравновешенного усилия на штоке является необходимой.

На величину и направление действия усилия на штоке влияют следующие факторы: конструкция дроссельно-регулирующего органа, положение плунжера (золотника), направление потока среды, величина расхода и параметры среды. Например, для шиберного клапана результирующее усилие на штоке равно:

$$R=P_в \pm T_с \pm T_ш,$$

где $P_в$ — усилие выталкивания штока; $T_с$ — сила трения в сальнике; $T_ш$ — сила трения шибера о седло. Знак «+» или «—» у силы трения штока о сальник $T_с$ и шибера о седло $T_ш$ зависит от направления движения штока. Для надежности работы клапана имеет значение направление силы R [Л. 70].

Если величина R положительна, то пара сил, действующих на шток клапана, стремится повернуть его в положение, соосное с расточкой направляющей втулки (рис. 5-1). При отрицательной величине силы R действующая пара сил защемляет шток во втулке. Это объясняется тем, что усилие от привода к плунжеру или шиберу передается обычно через несколько сочленений, поэтому может действовать под углом к оси штока. Для предотвращения этого надо стремиться к тому, чтобы в конструкции направление действующих сил по возможности совпадало с осью штока, что особенно важно при отрицательном (сжимающем) направлении силы R. Если усилия будут только растягивающими, то можно уменьшить влияние выталкивающего усилия на прочность штока, а также избежать возникновения сил, перекашивающих шток. Перекос штока ведет к появлению дополнительных сил трения, снижению надежности работы арматуры, в частности, из-за несимметричного износа сальника.

Важно отметить, что наличие результирующей силы постоянного знака, как правило, предотвращает или уменьшает нечувствительность регулирования при износе в сочленениях штока и привода. Это следует учитывать при выборе типа привода, особенно при больших расходах через клапан, больших проходных сечениях и значительных скоростях открытия или закрытия затвора.

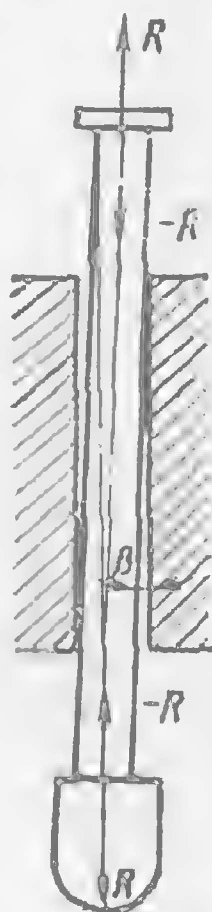


Рис. 5-1. Влияние направления действия перестановочного усилия на штоке клапана.

П о п р и н ц и п у у п р а в л е н и я различают арматуру с ручным, дистанционным и автоматическим управлением.

Часть дроссельно-регулирующей арматуры выполняет з а п о р н ы е ф у н к ц и и. Хотя запорно-регулирующая арматура несколько сложна по своей конструкции и конструкции сервопривода, тем не менее она все шире применяется в энергетике. Совмещение запорных и регулирующих функций в одном органе позволяет уменьшить количество запорной арматуры на энергоблоке, повысить быстродействие каждого такого органа. Целесообразность совмещения функций зависит также от периодичности включения арматуры в работу. Для некоторых конструкций арматуры (двухседельных и поворотных клапанов) более простым решением является установка предвключенного запорного органа (вентиля, задвижки).

Сравнение конструкций дроссельно-регулирующих органов показывает, что арматура клапанного типа имеет преимущества перед другими типами арматуры. Именно в клапанах находят решения многие задачи современного арматуростроения. Клапан одного и того же типоразмера при соответствующем профилировании плунжера (золотника) может иметь различные расходные характеристики, что создаст удобства при выборе клапана для конкретных условий работы.

Для регулирования расхода воды и пара с параметрами от средних до сверхкритических при перепаде давления пара вплоть до критического пригодны односедельные клапаны углового типа с пробочным плунжером при одностороннем или двустороннем подводе среды на плунжер. Двусторонний подвод пара высокой температуры обеспечивает постоянный прогрев металла корпуса клапана и обязателен для арматуры периодического действия. Выходной патрубок клапана, располагаемый соосно с седлом, обычно выполняется в виде диффузора с углом раскрытия не более 8—10°. Это предотвращает отрыв потока от стенки. Вместо диффузора может быть установлено дроссельное устройство в виде набора дырчатых решеток или шумоглушителя, например, струйного типа конструкции ЦКТИ [Л. 71]. К конструкциям угловых клапанов относятся и клапаны центробежного типа, предназначенные для срабатывания большого перепада давления жидкости.

При небольших расходах рабочей среды, обычно жидкости, применяются регулирующие односедельные клапаны с цилиндрическим плунжером сегментного типа. Пар или вода подводится на плунжер. Корпус может быть угловой и проходной формы. Условные проходы такой арматуры в основном ограничиваются величиной D_y 50.

Односедельные регулирующие клапаны с проходным корпусом и подводом среды на плунжер чаще используются для регулирования расхода пара и воды при небольших перепадах давления. Они изготовляются с пробочными (стержневыми) плунжерами (рис. 3-1).

Односедельные регулирующие клапаны являются простыми в конструктивном отношении, но отличаются статически неуравновешенным усилием на штоке, которое при высоком давлении среды, больших проходных сечениях и перепадах давления достигает значительной величины. Поэтому при определенных условиях предпочтительнее двухседельные клапаны, основным достоинством которых являются уравновешенные усилия на штоке от давления рабочей среды.

Двухседельные регулирующие клапаны проходного типа с золотником, *состоящим из двух полых цилиндрических* плунжеров, насаженных на шток (см. рис. 3-1), считаются наиболее подходящими для регулирования пара и газа низкого, среднего и высокого давлений. На боковых поверхностях плунжеров симметрично располагаются профилированные окна. Среда может быть направлена как внутрь перегородки, так и на перегородку. На верхнем плунжере обычно предусматривается конический или плоский буртик, фиксирующий золотник в посадочном положении. Клапаны золотникового типа не имеют притертых опорных поверхностей, поэтому не могут одновременно служить запорными органами. В закрытом положении они имеют некоторый начальный пропуск, который с износом золотника увеличивается и может достигнуть недопустимой величины. Использование фиксирующего буртика в качестве уплотнительного позволяет примерно вдвое уменьшить величину нерегулируемого расхода. На повышенные параметры применяются клапаны со скальчатым золотником, составленным из двух пробочных плунжеров. Обтекаемая форма плунжеров обеспечивает работу клапана без вращающих усилий и вибрации. Клапаны со скальчатым золотником

меньше подвержены эрозионному износу, могут работать при бо́льших перепадах давления.

Наряду с описанными выше конструктивными решениями широкое применение, особенно в отечественной энергетике, нашли клапаны шиберного типа. Регулирование расхода в них осуществляется изменением проходного сечения при вертикальном перемещении шибера относительно седла. По сравнению со скальчатыми двухседельными и игольчатыми односедельными проходными клапанами шиберные клапаны более просты по конструкции, позволяют срабатывать большие перепады давления воды и пара, обладают меньшей склонностью к задиранию, заклиниванию и вибрации. Воздействие перепада давления на свободно подвешенный на штоке шибер обеспечивает плотное прижатие его к седлу. При надлежащей чистоте уплотнительных поверхностей и их сохранности в процессе работы клапан надежно выполняет запорные функции. Регулируемое проходное сечение может быть выполнено в шибере или в седле, приваренном к корпусу. В условиях эксплуатации для удобства ремонта клапана выгодно профиль выполнять в шибере, хотя клапан с профилем в седле будет иметь меньший по размерам и более простой по конфигурации корпус. В этом случае целесообразным будет сменное седло. Шиберные клапаны относятся к неразгруженным конструкциям. Большие перестановочные усилия, необходимые для перемещения шибера, требуют применения мощных сервоприводов.

Часть перестановочного усилия на штоке любого клапана тратится, как отмечалось, на преодоление силы трения в сальнике. При этом сила трения в сальнике клапана с поворотным перемещением золотника значительно меньше силы трения при поступательном перемещении плунжера (золотника). Таким образом, достоинство клапанов поворотного типа заключается во вращательном движении золотника, при котором относительно мал момент трения в сальнике. Кроме того, поворотные клапаны, как и двухседельные, разгружены от выталкивающего усилия на штоке. Применение этих клапанов ограничивается из-за неплотностей в затворе, а также резкого возрастания сил сопротивления при возможном заклинивании золотника.

Иногда поворотные заслонки (см. рис. 3-1) более эффективны, чем регулирующие клапаны. По сравнению

с клапанами одинакового условного прохода они обладают меньшей строительной длиной и значительно большим коэффициентом пропускной способности. В качестве запорного органа поворотные заслонки, как правило, не применяются. По рабочим условиям поворотные заслонки ограничены максимально допустимым перепадом давления, обусловленным диаметром оси диска и мощностью привода.

Рассмотренные выше конструктивные схемы дроссельно-регулирующих органов и их особенности, естественно, не охватывают того разнообразия конструктивных решений, которое характерно для арматуры, применяемой в энергетике. Современные конструкции арматуры отличаются новизной, конструктивно-технологической сложностью, использованием высококачественных материалов и т. д.

Сравнительный технико-экономический анализ различных типов конструкций арматуры является важным рычагом технического прогресса в арматуростроении. Данные такого анализа позволяют сопоставить технический уровень энергетической арматуры, изготовляемой в СССР и за рубежом, и использовать достигнутый опыт для дальнейшего ее совершенствования.

В СССР арматуру для энергетики изготовляют в основном заводы Минтяжмаша, за рубежом — многочисленные мелкие и крупные фирмы и предприятия. Наиболее высоким техническим уровнем производства арматуры за рубежом отличаются ФРГ, США и Япония.

К наиболее интересным разработкам за рубежом можно отнести дроссельно-охладительные клапаны фирм Цикеш, Бопп и Ройтер, многоступенчатые клапаны фирм Цикеш и Бабкок и другие конструкции, рассмотренные ниже.

Фирма Цикеш (ФРГ) выпускает типоразмеры арматуры для полного комплектования мощных энергоблоков, а также электроприводы к арматуре. Фирма имеет патенты на ряд конструктивных решений узлов, деталей и изделий арматуры в целом. Одной из ведущих в зарубежном арматуростроении фирм является японская фирма Окано вэлв. Фирма изготовляет арматуру как по собственным разработкам, так и по иностранным лицензиям (дроссельно-охладительный клапан фирмы Сименс). Высококачественная продукция, выпускаемая этой фирмой, имеет товарный знак «Суперо». За рубежом наряду со специализированными арматуростроительными фирмами (Цикеш) арматура производится и фирмами, выпускающими другие виды энергетического оборудования (Сименс).

Опыт работы современных электростанций, в том числе и отечественных, с блоками 300 МВт и выше на рабочие параметры острого пара $p=255$ кгс/см² и $t=565$ °С и параметры питательной воды $p=380$ кгс/см² и $t=280$ °С показал, что установленная на них арматура в основном обладает достаточно высокой эксплуатационной надежностью. Это стало возможным благодаря выполнению определенных требований к совершенству конструкций,

качеству изготовления изделии, применения высококачественных материалов, качеству монтажа на электростанциях и правильной эксплуатации арматуры. Немаловажную роль играют условия транспортировки и хранения арматуры на монтажных площадках, правильная установка ее в трубопроводах.

5-2. Регулирующие питательные клапаны

Одной из важных функций, осуществляемых системой регулирования котла, является обеспечение требуемого расхода питательной воды и ее распределения по трактам котлоагрегата в зависимости от температуры пара на выходе. Иначе, задача этой системы регулирования заключается в подаче количества воды пропорционально тепловой нагрузке котлоагрегата, что обеспечивает соответствующую температуру пара перед стопорным клапаном турбины. Выбор системы регулирования котла обусловливается типом насоса, а также типом котла. Качество регулирования расхода питательной воды зависит непосредственно от регулирующего питательного клапана (РПК). Питательный клапан, как правило, должен не только регулировать расход при полной нагрузке котла, но и обеспечивать регулирование при небольших расходах и высоких перепадах давления во время пуска и останова энергоблока.

Качественная и надежная работа РПК определяется не только совершенством и отработанностью конструкции, но и правильно выбранными профилями с соответствующими им рабочими расходными характеристиками, удовлетворяющими требованиям автоматизации питательного узла котлоагрегата. Наиболее благоприятной для РПК с точки зрения автоматического регулирования является линейная расходная характеристика приемлемой крутизны. Крутизна характеризует изменение расхода среды при данных условиях, соответствующее перемещению регулирующего органа на 1 мм хода. Например, для блоков 300 МВт приемлемой крутизной принято считать 1,5—2,0 (т/ч)/мм.

В качестве РПК могут быть использованы регулирующие клапаны самых различных конструкций: шиберные, игольчатые, скальчатые и золотниковые двухседельные, поворотные и пр. Расчет и применение тех или иных типов клапанов питания определяются условиями их ра-

боты при взаимосвязи со схемой узла питания блока и гидравлическими характеристиками основного и вспомогательного оборудования.

Расчет профиля и выбор типоразмера РПК должны производиться на стадии проектирования питательной линии. Такой подход позволяет максимально приблизить расходную и конструктивную расчетные характеристики к фактически необходимым, избежать перепрофилирования в условиях эксплуатации и тем самым обеспечить ввод автоматики узла питания одновременно с пуском блока.

Перепад давления на клапане при определенном расходе воды зависит от гидравлического сопротивления котла, величины давления пара перед турбиной и давления воды за насосами. Давление за насосами зависит от типа, числа и комбинации включенных насосов, нагрузки второго котла в дубль-блоке и от гидравлического сопротивления включенных ПВД. РПК может работать как в условиях постоянного, так и переменного перепада давления. Установленный по ходу среды после питательных насосов за ПВД РПК представляет собой дроссельно-регулирующее устройство, которое осуществляет регулирование величины расхода воды и ее давления на входе в котел $p_{в.к}$ срабатыванием части выходного давления насоса $p_{н}$ в зависимости от нагрузки блока. Тем самым РПК позволяет поддерживать давление пара на входе в турбину $p_{п}$ на заданном уровне. Перепад давления на клапане равен разности выходного давления насоса $p_{н}$ и давления на входе в котел $p_{в.к}$ за вычетом потери напора в питательной линии $\Delta p_{п.л}$, т. е. $\Delta p_{РПК} = p_{н} - p_{в.к} - \Delta p_{п.л}$. Величина перепада определяет скорость потока воды в сужении седла клапана. Иногда она становится причиной эрозионного повреждения проточной части клапана. Поэтому для повышения надежности регулирования предусматривают определенные меры по защите РПК от срабатывания чрезмерно большого перепада давления.

Одной из таких мер является применение в схеме питательного узла дополнительного клапана регулирования перепада давления (КРПД), называемого также регулирующим клапаном дифрегулятора (РКД). Его конструкция, как правило, однотипна с РПК. Для получения требуемых характеристик РПК клапан регулирования перепада давления устанавливается непосредственно перед

РПК и автоматически, путем измерения давления до и после РПК, поддерживает на нем постоянный перепад давления (рис. 5-2). Клапан РКД компенсирует колебания давления питательной воды за насосом и колебания сопротивления котла. Благодаря РКД поддерживается заданная расходная характеристика РПК и улучшается управление им. Расход питательной воды через РПК зависит только от степени его открытия. Система регулирования расхода питательной воды с помощью РКД применяется в энергоустановках высоких и сверхкритических

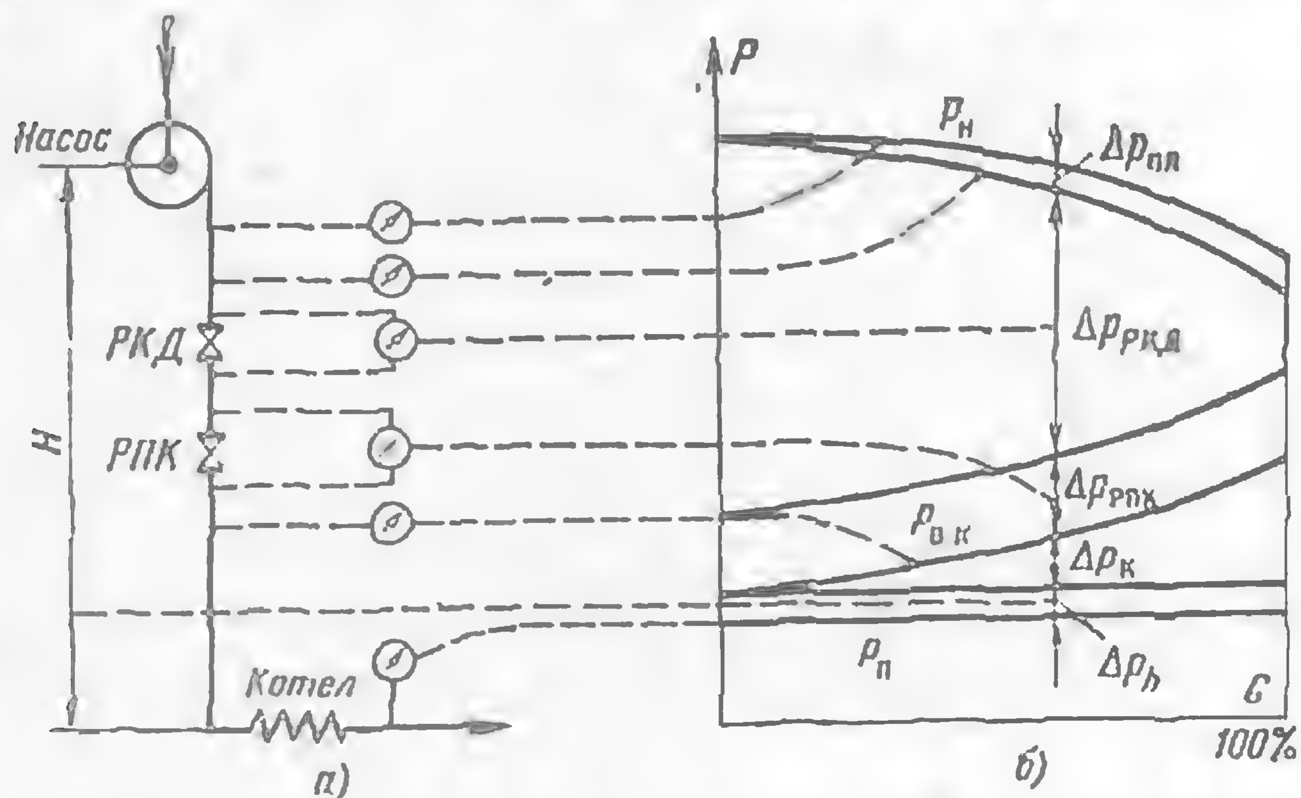


Рис. 5-2. Регулирование перепада давлений с помощью РПК и РКД.

а — схема; *б* — изменение перепада давлений на РПК

параметров, например в котлоагрегате блока № 1 американской электростанции Эддистоун и отечественных блоках 200 МВт с прямоточными котлами.

В питательном узле с РКД основная тяжесть работы в условиях переменного перепада давления, особенно при большом его значении, перенесена с РПК на РКД. Последний подлежит профилированию. Таким образом, надежность схемы регулирования с РКД будет во многом зависеть от эксплуатационной надежности самого РКД.

Наряду с использованием РКД защиту РПК и регулирование расхода питательной воды производят с помощью байпасного регулирующего клапана (БРК) (рис. 5-3). Регулирование расхода этим клапаном осуществляется, как правило, при растопке котла или работе его при крайне низкой нагрузке, которой соответствует наибольший перепад давления. При достижении

определенной нагрузки (30% для прямоточных котлоагрегатов) регулирование расхода переключается на РПК. Следовательно, как и РКД, клапан БРК работает в более тяжелых условиях, чем РПК.

Как видно из рис. 5-2 и 5-3, для данного участка схемы перепад давления на РКД и РПК при заданном расходе питательной воды может быть найден соответственно из уравнений

$$\Delta p_{РКД} = p_н - \Delta p_{п.л} - \Delta p'_{РПК} - \Delta p_к - \Delta p_h;$$

$$\Delta p_{РПК} = p_н - \Delta p_{п.л} - \Delta p_к - \Delta p_h,$$

где $p_н$ — напор насоса; $\Delta p_{п.л}$ — гидравлическое сопротивление питательной линии от насоса до РПК или РКД,

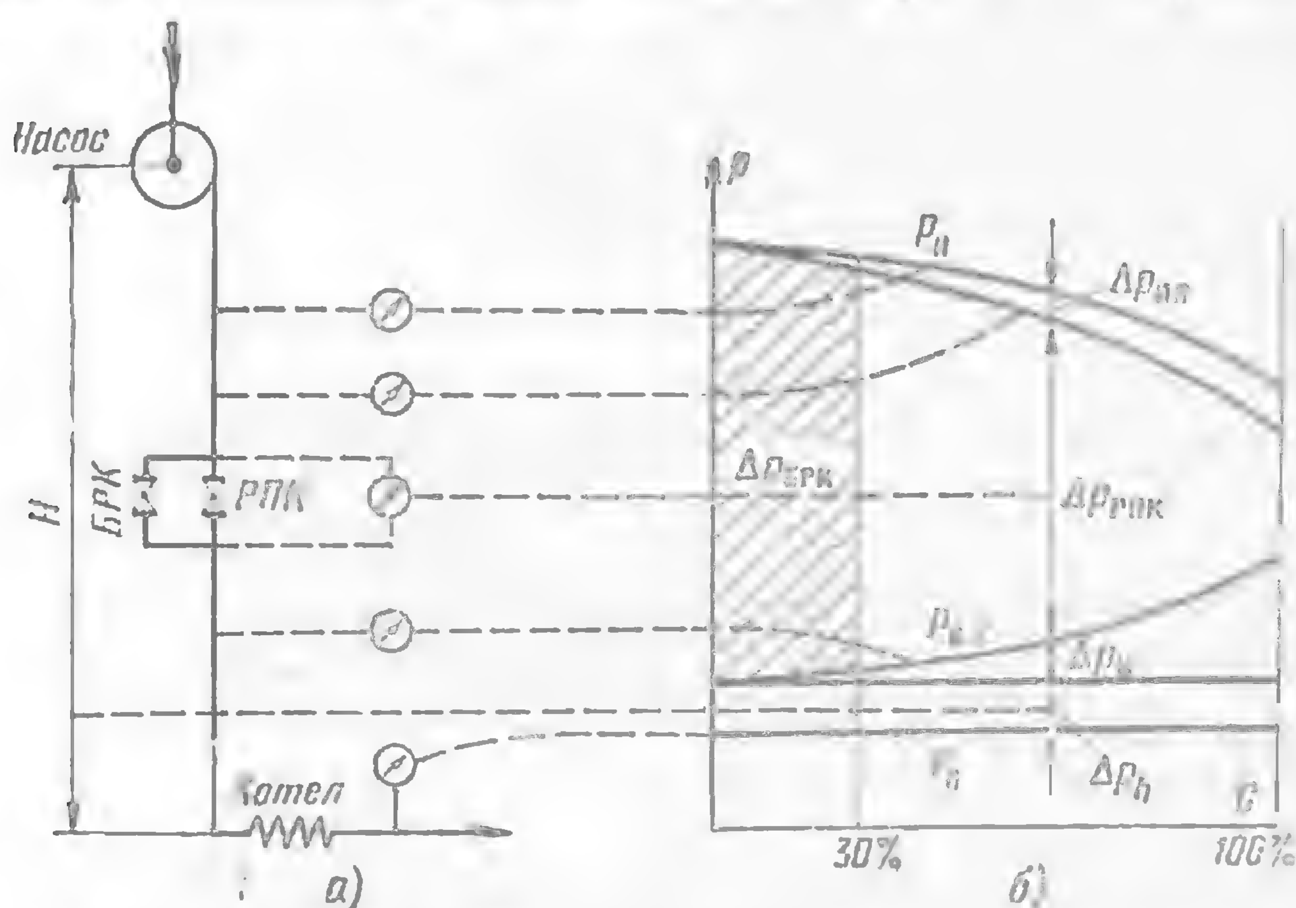


Рис. 5-3. Регулирование перепада давлений с помощью РПК и БРК.

а — схема; *б* — изменение перепада давлений на РПК

включая сопротивление ПВД; $\Delta p_к$ — гидравлическое сопротивление котла; Δp_h — нивелирный напор.

Величина $\Delta p'_{РПК}$ является постоянной и принимается из технико-экономических соображений. По данным МО ЦКТИ фактический минимальный перепад давления на РПК при максимальном расходе воды через него соответствует значению, приведенному в табл. 5-1 для РПК разных блоков. Как видно, это значение лежит в пределах 10—20 кгс/см². Минимальный расчетный перепад на

Таблица 5-1

Данные о работе РПК на блоках 200, 300, 500 и 800 МВт

Мощность блока, МВт	Тип котла	Диаметр клапана, мм	Максимальная пропускная способность, т/ч	Параметры питательной воды p/t, (кгс/см²)/°С	Минимальный перепад давления, кгс/см²
200	ТП-100	$D_у$ 250	640	230/230	10
	ТП-101 (ТП-67)	$D_у$ 225	320	230/230	10
	ПК-33, ПК-40, ПК-47, П-52, П-55, П-56		340	230/230	18
300	ПК-41, ПК-39, П-50, ТПП-210, ТПП-110	$D_у$ 200	250	380/280	15
500	П-49	$D_у$ 250	420	380/280	20
800	ТПП-200	$D_у$ 250	330	380/280	15

РПК определяется с учетом запаса на регулирование при наборе нагрузки, класса точности измерительных приборов, возможного отключения автоматики насосов и пр.

Сопротивление питательной линии $\Delta p_{п.л}$ изменяется почти пропорционально квадрату расхода воды, а сопротивление котла $\Delta p_к$ — пропорционально степени 1,75 (по данным ВТИ). Давление на напорной стороне насоса $p_н$ в зависимости от нагрузки может быть принято по напорной характеристике насоса $Q—H$.

На энергоустановках относительно небольшой мощности (150—200 МВт) регулирование производительности питательных насосов обычно не предусматривается, т. е. насос работает от электропривода с постоянным числом оборотов. В ряде случаев напорную характеристику, близкую к требуемой, можно получить путем увеличения или уменьшения числа ступеней в насосе.

Питание водой котлоагрегатов мощных энергоблоков производится от индивидуальных питательных насосов. Их производительность регулируется посредством изменения числа оборотов, для чего применяются следующие типы приводов: турбопривод с регулируемым числом оборотов, привод через гидромуфту от вала главной паровой турбины и привод через гидромуфту от электропривода с постоянным числом оборотов. Целесообразность использования турбопривода или привода с гидромуфтой устанавливается на основе технико-экономических расчетов в зависимости от характеристик оборудования, характера его работы, особенностей тепловой и пусковой схем и т. д.

Гидромуфты в зависимости от способа включения в систему регулирования питания могут быть использованы либо для поддержа-

ния постоянного минимального перепада давления на РПК, т. е. работать в качестве дифференциального регулятора, либо для поддержания минимального давления перед РПК или давления в напорной магистрали. На практике используется в основном второй способ включения гидромуфт как более простой, надежный и экономичный.

Таким образом, за счет изменения числа оборотов питательные насосы регулируют общий расход питательный воды, подаваемой в котлоагрегат при поддержании минимально необходимого давления перед РПК. Дополнительное дроссельное регулирование, осуществляемое РПК, позволяет уменьшить инерционность турбопривода и гидромуфт и распределить расходы по ниткам в соответствии с их тепловой неравномерностью. Сочетание этих двух видов регулирования уменьшает расход энергии на привод питательных насосов и обеспечивает высокое качество регулирования при требуемом быстродействии системы регулирования. Такое выполнение питательного узла наиболее целесообразно на однокорпусных котлоагрегатах моноблочных установок. На работу РПК оказывают также влияние особенности схем блоков и их питательных узлов, пусковых и нормальных режимов работы и т. д.

В питательных узлах отечественных блоков на высокие и сверхкритические параметры питательной воды ($p=185$ кгс/см², $t=215$ °С; $p=230$ кгс/см², $t=230$ °С; $p=380$ кгс/см², $t=280$ °С) устанавливаются регулирующие клапаны шиберного типа с диаметром условного прохода от $D_у$ 100 до $D_у$ 250 конструкции Венюковского арматурного завода (ВАЗ).

В более ранних конструкциях, описанных в [Л. 11], профилированное отверстие выполнялось в шибере, что вело к усложнению формы корпуса.

В конструкции клапанов ВАЗ более позднего выпуска были внесены некоторые изменения. В отличие от предыдущих конструкций проходное сечение выполнено не в шибере, а в седле. В них также отсутствуют входное седло, изменена форма корпуса, увеличен диаметр трапецеидальной резьбы с 26 мм для $D_у$ 100, $D_у$ 150 и с 30 мм для $D_у$ 175—$D_у$ 250 до 36 мм для всех типоразмеров. Соединение корпуса с крышкой — бесфланцевое, с опорным элементом в виде разрезного закладного кольца. Шибер и седло изготовляются из нержавеющей стали Х18Н10Т с наплавкой уплотнительных поверхностей твердым сплавом. Как и предшествующие конструкции, клапаны не являются запорными, хотя при соответствующем состоянии уплотнительных поверхностей и определенной величине перепада давления среды протечки через клапаны в закрытом положении могут быть сведены практически к нулю.

Шиберные клапаны по перестановочным усилиям относятся к неразгруженным конструкциям, одним из слабых мест которых является ходовой узел. Он в большой степени подвергается износу и потому его целесообразно выполнять в виде самостоятельного, так называемого прямоходного механизма (МП). Клапан с МП (рис. 5-4) имеет увеличенный диаметр резьбовой пары (трап 60×8), причем наличие масляной ванны позволяет создать наиболее благоприятные условия для ее смазки. Для лучшей организации потока регулируемой среды начальный участок прохода в седле или полностью весь проход делается многоканальным с отверстиями одного или разного диаметра [Л. 72].

В отечественной практике на установках высоких параметров пара (p=140 кгс/см², t=570 °С) в качестве РПК применяются и клапаны поворотного типа (рис. 5-5). К достоинствам этих конструкций относятся простота, удобство ремонта и наладки. Величина крутящего момента на вращающемся штоке не зависит от перепада давления на клапане, так как клапан статически разгружен. Разгрузке штока способствует проходная форма корпуса с двумя горловинами. На некоторых энергоустановках, в основном на ТЭЦ, работают поворотные РПК с золотником, выполненным в виде кулачкового эксцентрика [Л. 73].

Интерес представляют конструкции питательных клапанов некоторых зарубежных фирм. Запорно-регулирующий клапан с плоскопараллельным затвором английской фирмы Дюранс показан на рис. 5-6. Он предназначен для работы при давлениях до 175 кгс/см². Крышка в корпусе расположена снизу. Это позволяет производить проверку состояния внутренних частей клапана без демонтажа встроенного сервопривода. Достоинством плоскопараллельного затвора с двумя дисками (тарелками) является способность деталей затвора к самоустановке. Даже при короблении корпуса под влиянием температуры или под действием деформаций трубопровода каждая тарелка равномерно прилегает к седлу. Прижатие тарелок к седлам осуществляется пружиной из жаростойкого сплава нимоник-90. Проходное сечение выполнено в седле в виде V-образного окна с наплавкой внутренней поверхности отверстия. В сальниковом уплотнении соединения крышки с корпусом применена металлопластическая набивка. Каждый клапан большого типоразмера

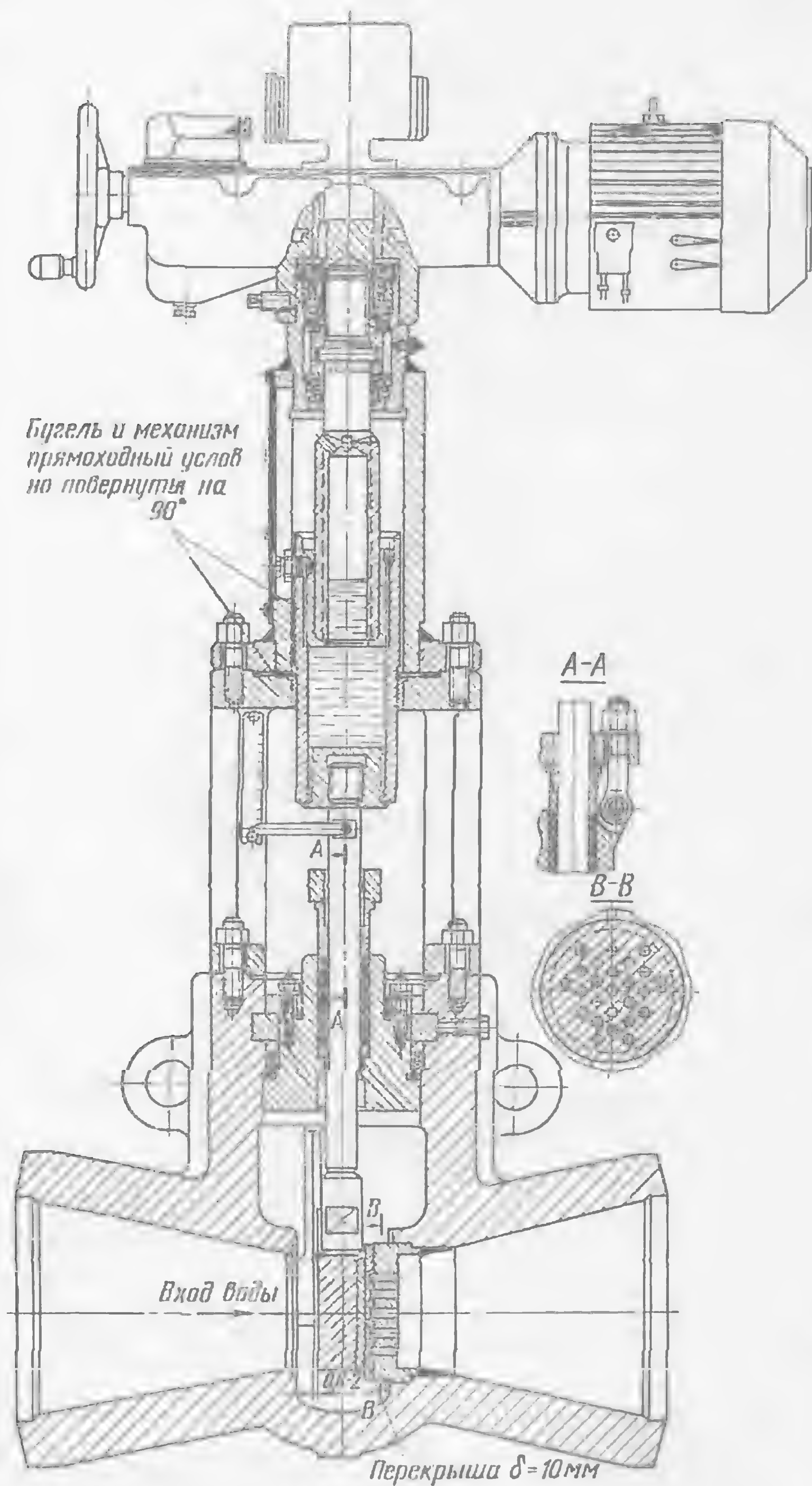


Рис. 5-4. Регулирующий питательный клапан шиберного типа конструкции ВАЗ с профилем в седле.

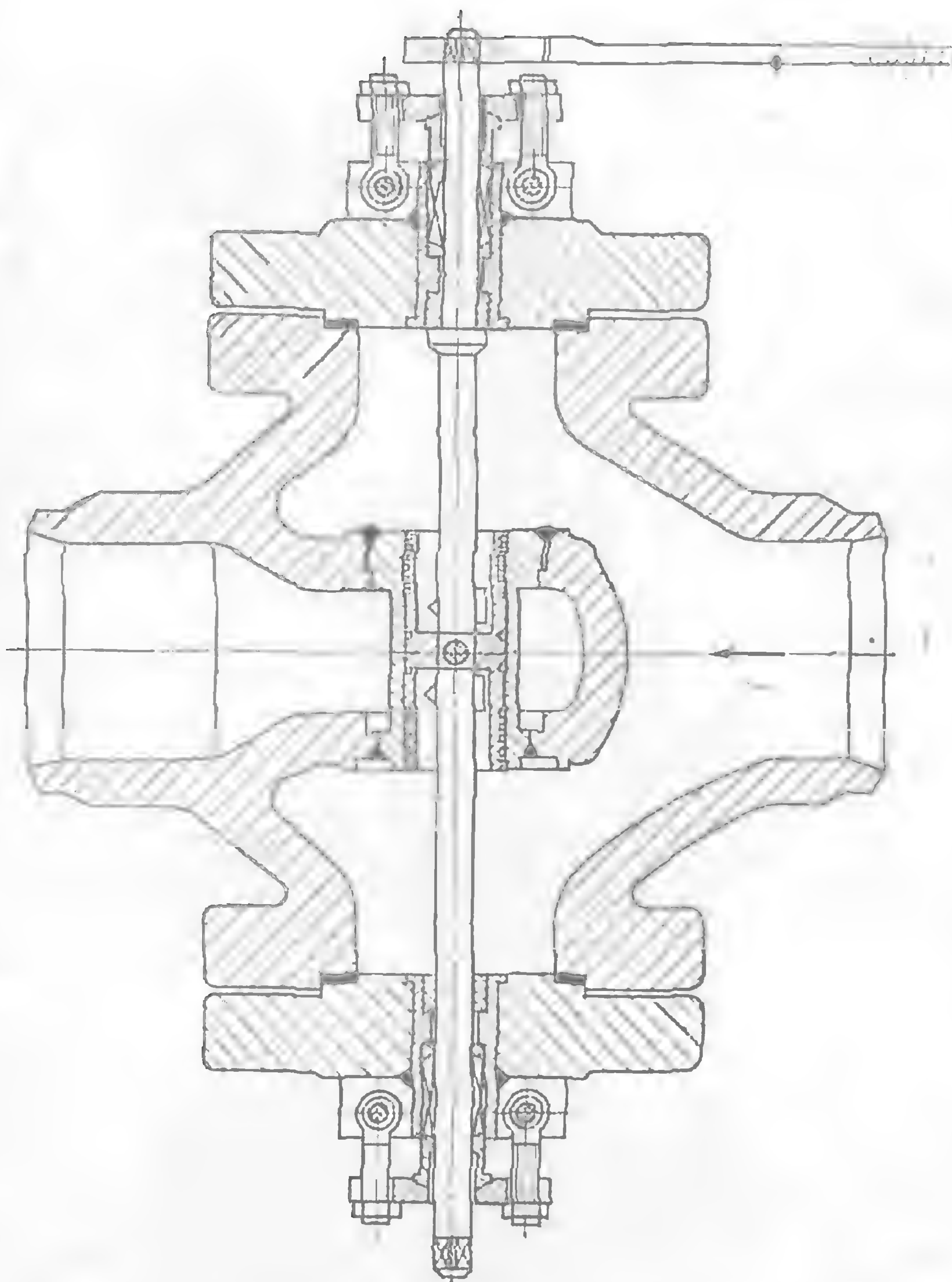


Рис. 5-5. Регулирующий питательный клапан поворотного типа с цилиндрическим золотником.

($D_у$ 150 и выше) имеет клапан байпаса. Последний служит для уменьшения перепада давления на питательном клапане перед началом перемещения затвора, что позволяет избежать значительных сил трения, способствующих задиранию контактных поверхностей тарелки и седла.

Для конструкций питательных клапанов фирмы Динглер (ФРГ) характерен шиберный однодисковый затвор. Выпускаемые фирмой клапаны рассчитаны на рабочее давление до 420 кгс/см² и пропускную способность до

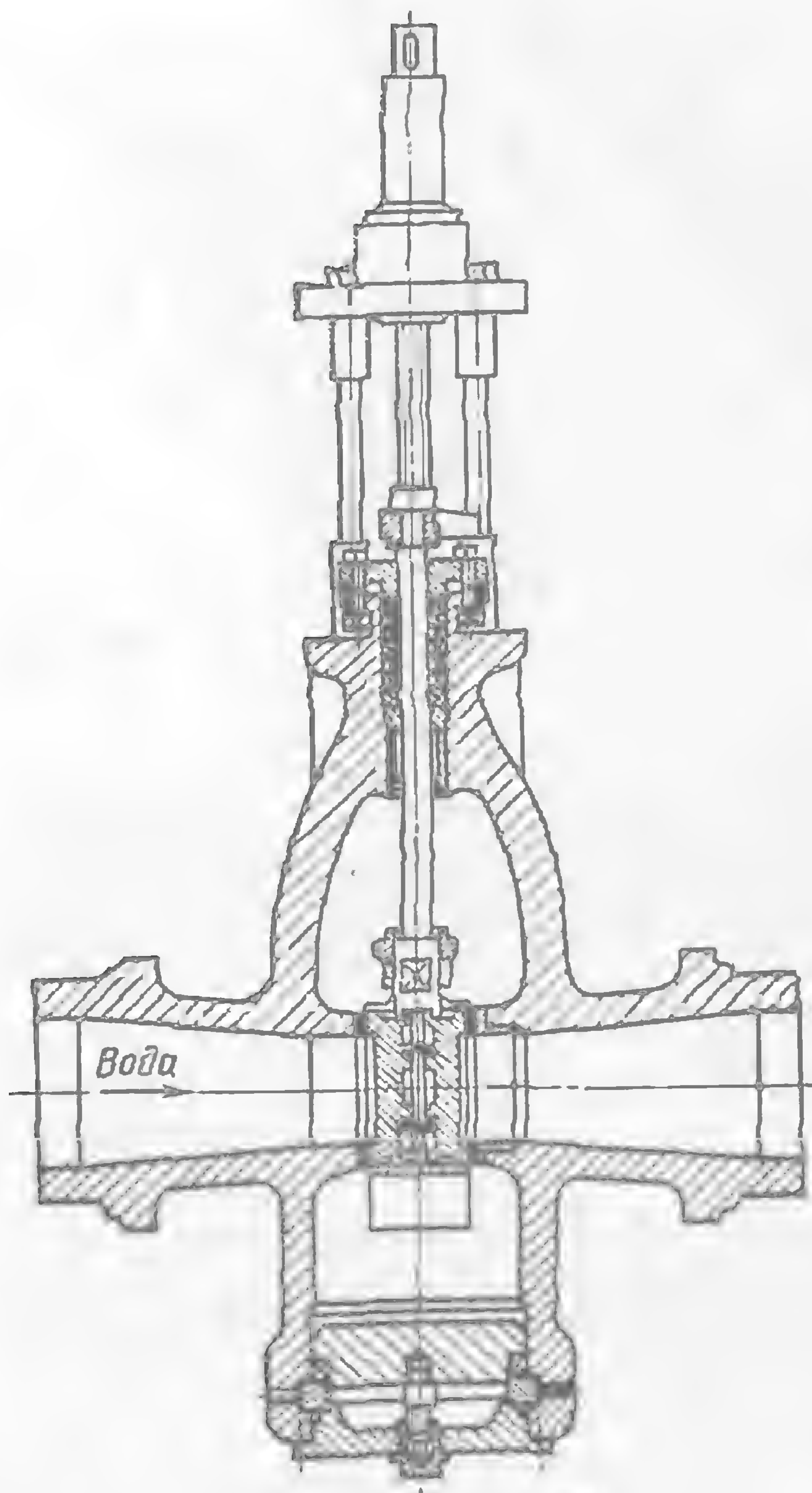


Рис. 5-6. Регулирующий питательный клапан с двухдисковым плоскопараллельным затвором фирмы Дюранс (Англия).

300 т/ч. В клапане одноступенчатого дросселирования (рис. 5-7) седло в корпусе крепится с помощью нажимной гайки. Оно имеет дроссельные втулки с профилем сопла. На стороне, примыкающей к шиберу, сопла несколько выступают над плоскостью седла, чем достигается частичная разгрузка шибера от действия перепада давления. Требуемая расходная характеристика обеспечивается выбором диаметра отверстий в соплах и их

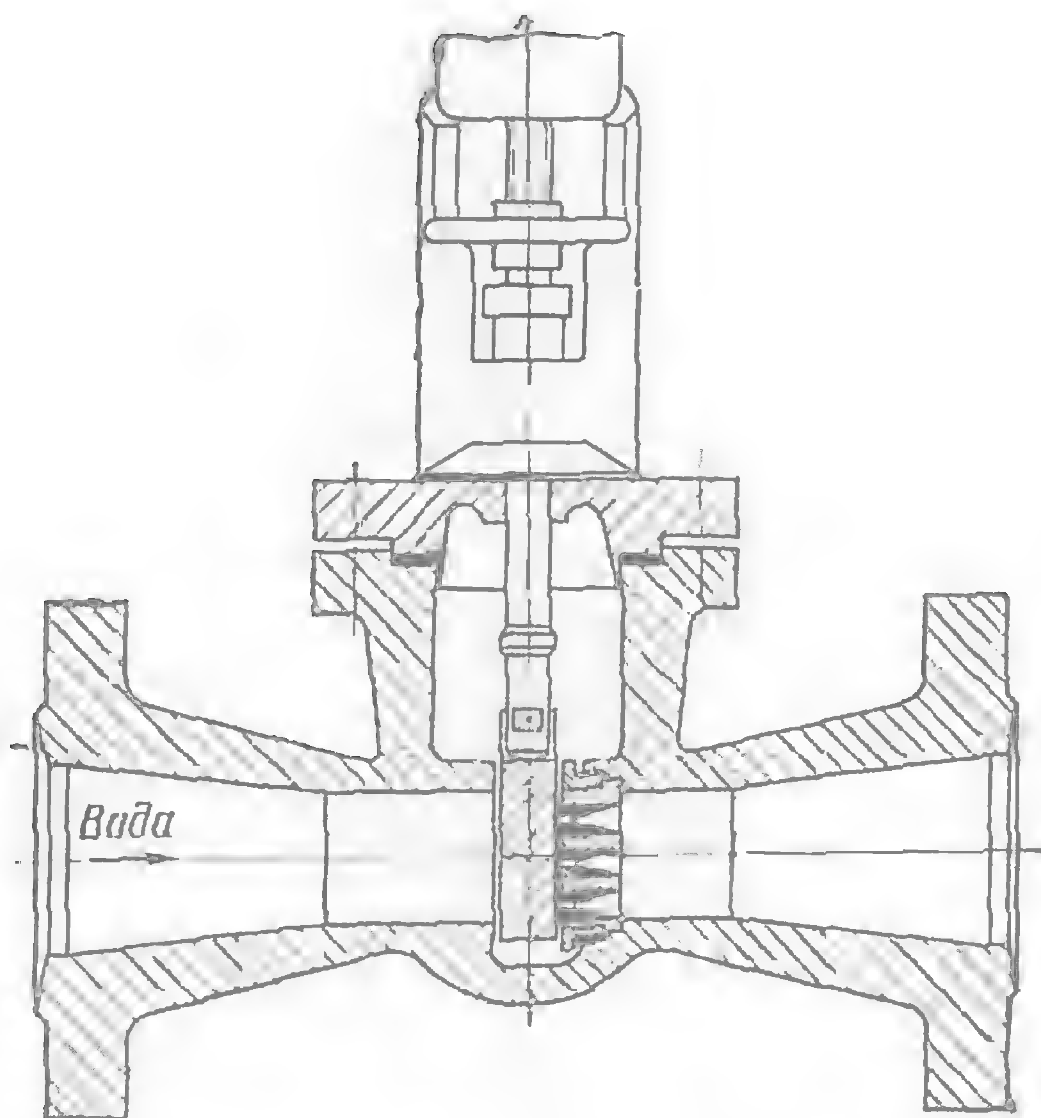


Рис. 5-7. Регулирующий питательный клапан шиберного типа фирмы Динглер (ФРГ) с дроссельными втулками.

расположением в седле. Особенностью некоторых конструкций шиберных клапанов фирмы Динглер является наличие у них нескольких последовательно расположенных дисков с дроссельными отверстиями. В таких РПК питательная вода проходит через дроссельные ступени. В каждой ступени дроссельное отверстие заканчивается камерой расширения. Приведенные конструкции клапанов являются неразгруженными. Наряду с клапанами под встроенный электропривод фирма выпускает клапаны с рычажным приводом с управлением от КДУ [Л. 74].

К рассмотренным клапанам с прямолинейным направлением потока относится РПК прямоточного типа с игольчатым плунжером (фирма Бомафа, ФРГ). Его конструкция показана на рис. 5-8 [Л. 75]. Поток питательной воды направлен на плунжер. Геометрия проточной части способствует равномерному обтеканию потоком регулирующего плунжера. С одной стороны, это позволяет уменьшить эрозионный износ деталей клапана, с другой — обеспечить более высокую пропускную способность по сравнению с клапанами других типов тех же условных проходов. Шток с плунжером практически

уравновешен от действия перепада давления среды, т. е. клапан является разгруженным. Направляющие плунжера позволяют предотвратить поперечную вибрацию штока. В нижней по ходу среды направляющей выполнена разгрузочная камера, сообщаемая со стороной высокого давления байпасом. Клапан одновременно является и запорным. Перекрытие вентиля байпаса при закрытом положении РПК позволяет использовать давление рабочей среды для более плотного прижатия плунжера к седлу. Поэтому используется сервопривод небольшой мощности, что является достоинством этой конструкции. Однако клапан конструктивно сложен из-за необходимости иметь разъем в корпусе на случай замены отдельных деталей.

Наряду с односедельными клапанами проходного типа для регулирования питания котлов применяются и двухседельные клапаны. К ним относится клапан конструкции фирмы Ганнеман (ФРГ) со скальчатым распределительным золотником (рис. 5-9) [Л. 75]. Золотник перемещается внутри цилиндрической обоймы, уплотняемой в посадочных местах относительно корпуса нажимным винтом. Зазор между золотником и направляющей обоймой выдерживается в пределах 0,1 мм и меньше. Утечка среды в закрытом положении не превышает $(0{,}01 \div 0{,}03) K_{v100}$. Среда на входе направлена на пере-

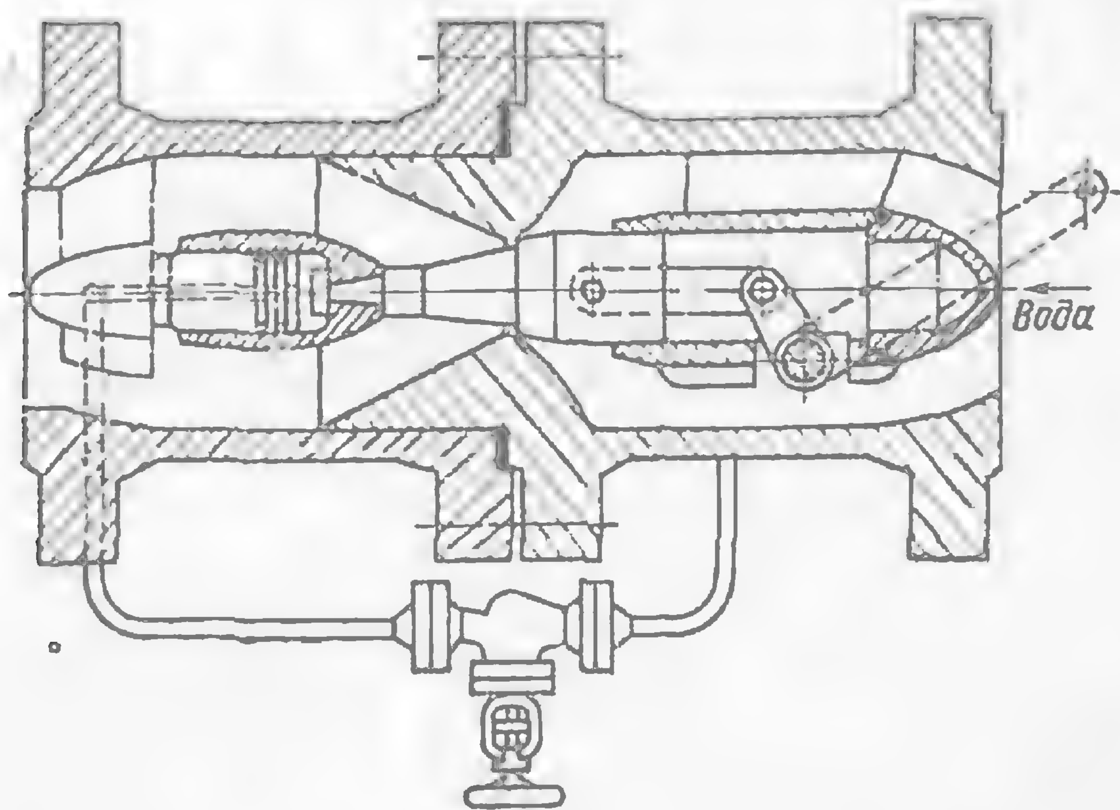


Рис. 5-8. Регулирующий питательный клапан прямоточного типа фирмы Бомафа (ФРГ).

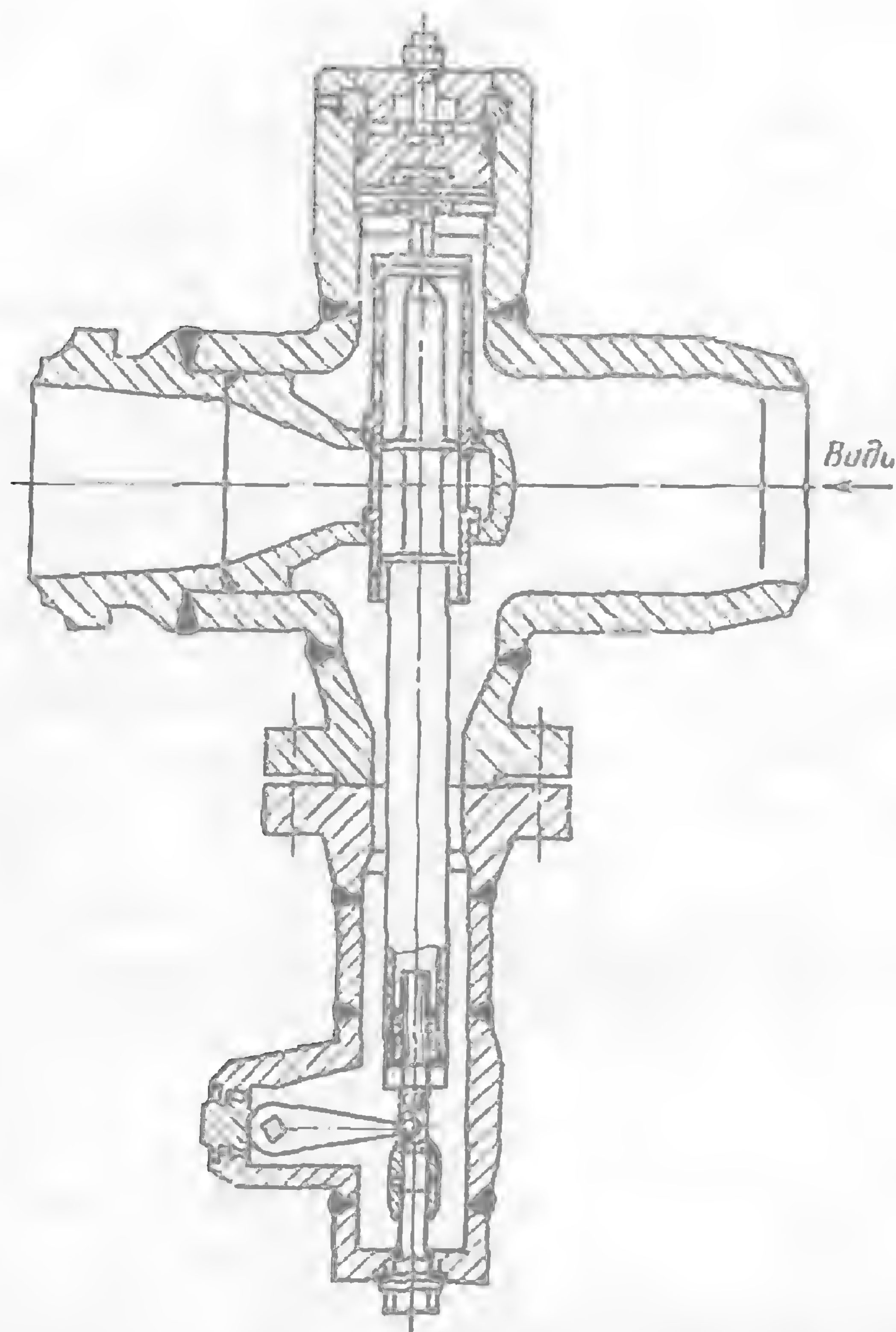


Рис. 5-9. Регулирующий питательный клапан двухседельного типа фирмы Ганнеман (ФРГ).

городку в корпусе. В обойме выполнены окна определенного профиля и расположения. Ход золотника 30 мм, начиная с $D_у$ 225 он увеличивается до 40 мм. Уплотнение приводного вала при температуре среды до 250 °С осуществляется с помощью резиновых манжет, а свыше 250 °С — с помощью асбестографитовых колец набивки.

Так как клапан статически уравновешен, то для перемещения стальчатого золотника необходимы небольшие перестановочные усилия. Так, при перестановочном усилии 500 кгс необходимая мощность электропривода 0,3 кВт. Малые перестановочные усилия в сочетании с небольшим сопротивлением трению и незначительной динамической неуравновешенностью штока не влияют на

величину допустимого перепада давления, который ограничивается лишь эрозионной стойкостью материала деталей проточной части.

Согласно рекомендациям фирмы клапаны могут быть использованы как при работе в условиях высокого давления среды, так и при высоком перепаде давления. При малых нагрузках котла перепад на клапане может достигать 90 кгс/см².

Минимальный перепад на нем составляет около 5 кгс/см². Клапаны фирмы Ганнеман используются на прямоточных котлах Бенсона. Ими, в частности, оснащены котлы электростанции Фриммерсдорф.

Общий вид клапана РПК двухседельного типа фирмы Маэнака (Япония) показан на рис. 5-10. Клапан имеет встроенный электропривод. По перестановочным усилиям клапан относится к разгруженным конструкциям. Поток среды *направлен внутрь перегородки*. Регулирование осуществляется путем освобождения дроссельных отверстий в обойме при перемещении золотника вниз. Обойма с двумя упорными буртиками крепится в корпусе на резьбе и уплотняется посредством эластичных прокладок. Скальчатый золотник и перфорированная обойма изготавливаются из нержавеющей стали.

Кроме вышеописанных конструкций РПК, в зарубежной энергетике нашли широкое применение клапаны с угловым типом корпуса. Один из них (рис. 5-11), разработанный фирмой Дюранс и рассчитанный на максимальное рабочее давление 280 кгс/см², относится к разгруженным конструкциям. Внутренняя полость корпуса литого исполнения имеет плавные очертания. Среда подводится на плунжер.

Относительно направляющей втулки плунжер уплотняется двумя манжетами. Втулка нижним своим срезом поджимает поток воды и способствует равномерной ее раздаче *по периметру регулируемого проходного* сечения. Наличие направляющей втулки, кроме того, позволяет избежать возможной вибрации плунжера. Соединение плунжера со штоком выполнено разъемным, что позволяет заменять шток или плунжер. Поверхность выходного патрубка защищена втулкой от износа.

К клапанам с угловой формой корпуса относятся также односедельные РПК фирмы Цикеш (ФРГ). Они *выполняются как с рычажным приводом* (рис. 5-12), так

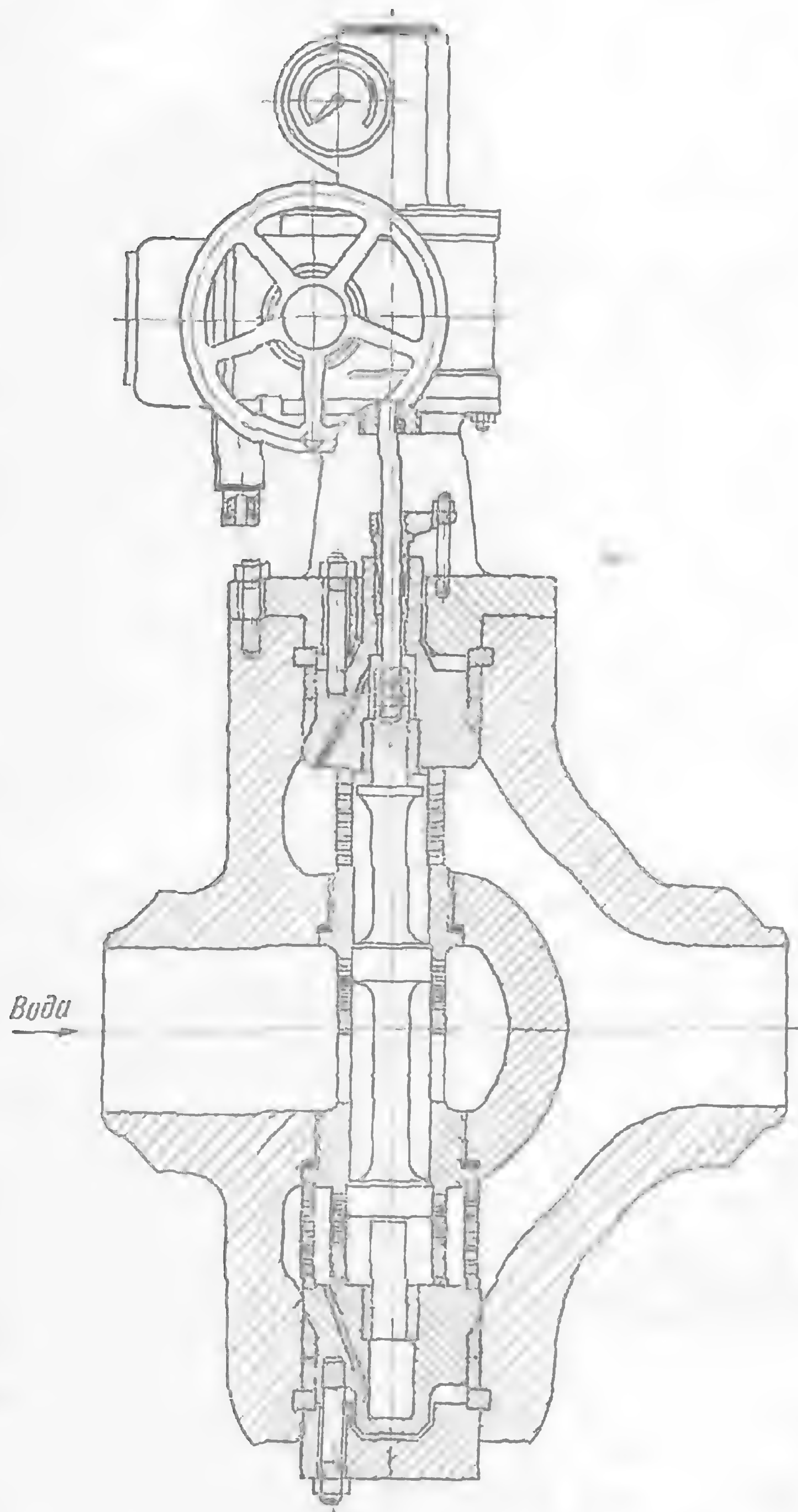


Рис. 5-10. Регулирующий питательный клапан двухседельного типа фирмы Маэнака (Япония).

и со встроенным электроприводом [Л. 21]. Среда подводится на плунжер. Удлиненная насадка, выполненная заодно с крышкой, служит для поджатия потока и его равномерного подвода к проходному сечению. Эти клапаны одновременно выполняют и запорные функции.

Запорно-регулирующими являются также РПК, выпускаемые японской фирмой Окано вэлв. Однотипные

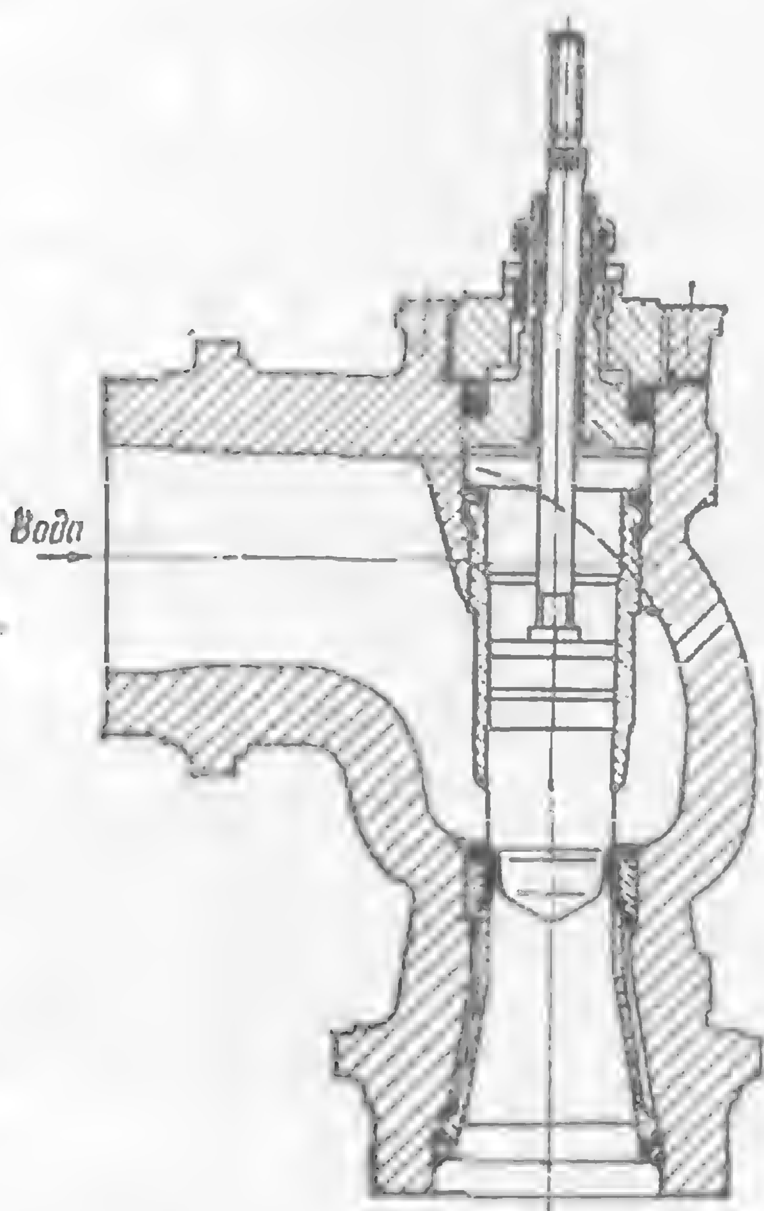


Рис. 5-11. Угловой односедельный питательный клапан фирмы Дюранс

по конструкции, они отличаются лишь проточной частью. На рис. 5-13 показан двухступенчатый клапан, в котором полный перепад давления распределяется между двумя ступенями дросселирования.

Седло по отношению к корпусу уплотняется двумя резиновыми кольцами круглого сечения. Их обжатие достигается затяжкой резьбового соединения со стороны нижней крышки. Поток среды направлен под плунжер, что в сочетании с разгрузкой штока улучшает условия регулирования, особенно в диапазоне малых расходов.

Для равномерной раздачи воды по сечению седла предусмотрена перфорированная цилиндрическая втулка, создающая определенный подпор.

Анализ зарубежных конструкций РПК показывает, что они, как правило, имеют встроенные электроприводы. В самих конструкциях предусматривается возможность замены внутренних деталей проточной части — штока, седла, плунжера, шибера. Самоуплотняющееся соединение крышки с корпусом используется более широко, чем фланцевое. Клапаны в основном выполняются запорно-регулирующими. За рубежом изготовляются неразгруженные и разгруженные конструкции РПК.

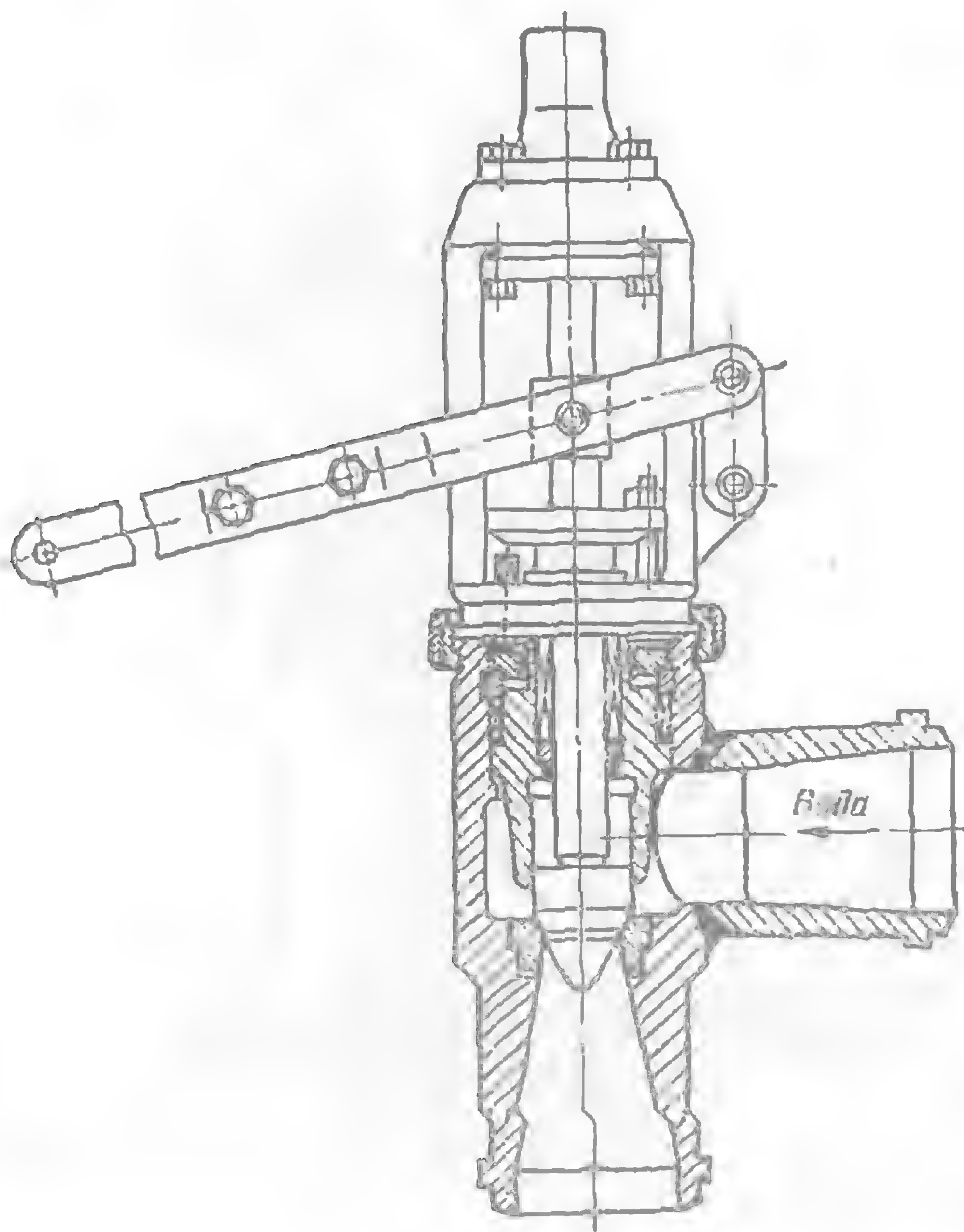


Рис. 5-12. Угловой односедельный питательный клапан фирмы Цикеш (ФРГ).

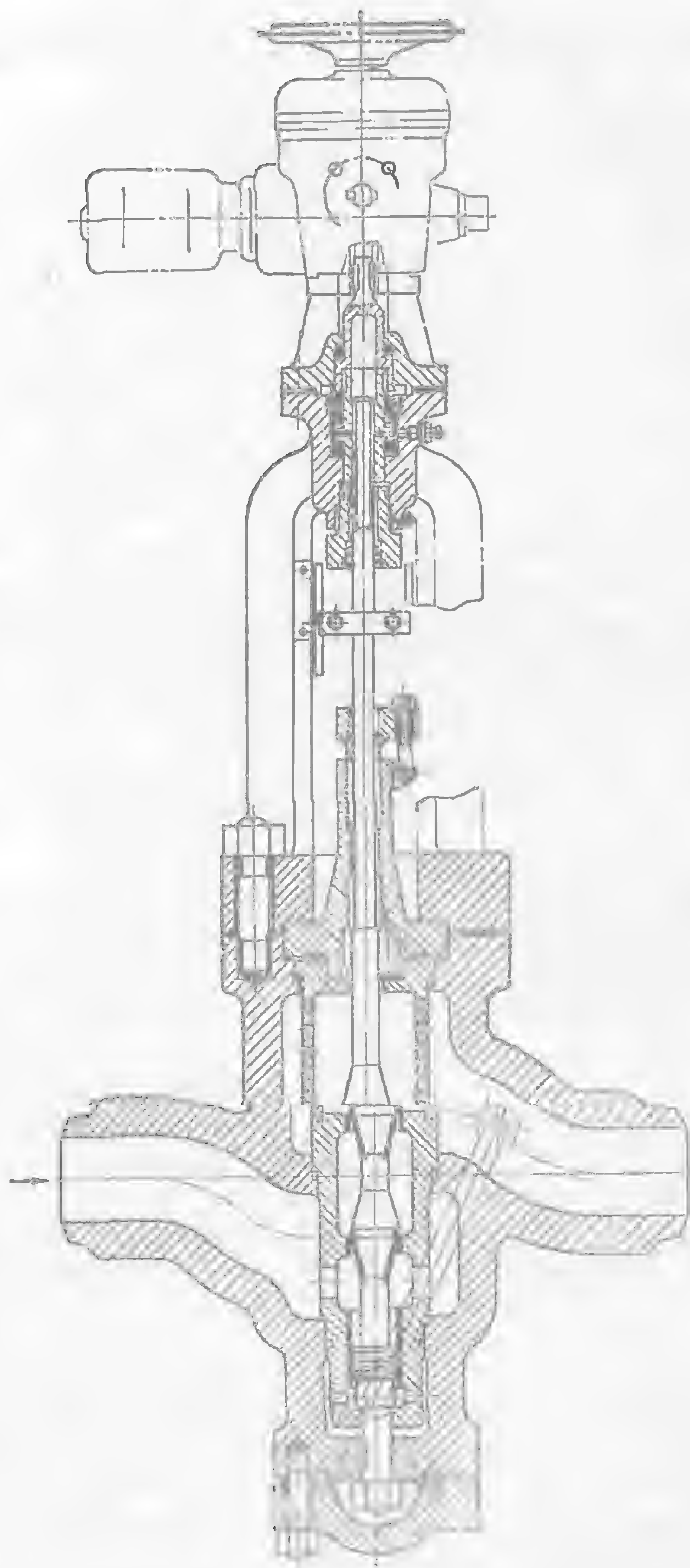


Рис. 5-13. Регулирующий питательный клапан двухступенчатого дросселирования фирмы Окано вэлв (Япония).

5-3. Клапаны впрыска и минимального расхода

Среди регулирующей арматуры различных назначений имеется арматура впрыска и арматура, устанавливаемая на линии рециркуляции питательного насоса. С помощью клапанов впрыска поддерживается температура пара в заданных пределах на разных участках котла путем впрыска определенного количества охлаждающей воды в специальные устройства для охлаждения пара (пароохладители). Объектами регулирования в основном являются главные паропроводы к турбине и паропроводы промперегрева. Необходимость регулирования температуры пара в них вызвана тем, что возможные колебания ее сверх допустимых пределов могут привести к снижению прочности металла паропроводов. Особенно нежелательны резкие изменения температуры пара в паропроводах из аустенитных сталей.

Поэтому существуют определенные ограничения по допустимым отклонениям температуры перегретого пара от номинальной. В СССР пределы отклонения установлены ГОСТ 3619-59.

Номинальное давление, кгс/см² . .	40	100	140
Температура пара, °С	440	540	570
Допустимые отклонения температуры, °С	+10÷—15	+5÷—10	+5÷ —1

В США допустимые отклонения температуры при нормальных условиях эксплуатации установлены в пределах ±8 °С. При кратковременных отклонениях до ±14 °С их общая продолжительность должна составлять не более 400 ч в год и до ±28 °С — не более 80 ч в год [Л. 52].

В зависимости от места впрыска различают впрыски основные, пусковые и аварийные, а также впрыски в РОУ и БРОУ [Л. 76].

На линиях впрыска отечественных котлоагрегатов устанавливаются регулирующие шиберные клапаны $D_у$ 20 и $D_у$ 50 конструкции ВАЗ. Шибер в нижней своей части имеет профилированный паз для регулирования расхода среды. Проходное отверстие в седле выполнено в виде узкой щели. Перемещение шибера осуществляется через рычажную систему от КДУ или от электрического исполнительного механизма типа МЭО. Конструкции отличаются унификацией деталей, технологичностью,

уменьшенными габаритными и весовыми показателями [Л. 77].

Клапан $D_у$ 20 имеет три исполнения профиля шибера, клапан $D_у$ 50 — шесть. Профили всех исполнений представляют собой прямоугольные щели. Необходимое исполнение профиля окна шибера находится по максимальной площади проходного сечения $f_{кл\,макс}$ и коэффициенту формы A. Унифицированные шиберы клапанов $D_у$ 50 исполнений № 1—3 пригодны для наладки регулятора температуры пара на прямоточных котлах при условии $A > 0{,}75$. Шиберы исполнений № 4—6 применяются в основном на барабанных котлах при условии $A > 0{,}5$. Три исполнения профиля шибера клапанов $D_у$ 20 соответствуют $A=1$. При несоблюдении этих условий профили шиберов нуждаются в корректировке. Методика расчета профиля окна шибера клапана впрыска подробно изложена в [Л. 50].

За рубежом в качестве клапанов впрыска используются в основном односедельные игольчатые клапаны, выполняющие одновременно запорные функции. На рис. 5-14 показан запорно-регулирующий клапан впрыска фирмы Цикеш, предназначенный для регулирования количества охлаждающей воды в дроссельно-охладительном клапане. Сменное седло уплотняется с корпусом посредством мягкой набивки. Для разгрузки штока верхняя часть его выведена в разгрузочную камеру. Подвод среды в камеру осуществляется через центральное сверление, выполненное в штоке.

Клапан управляется от электромеханического сервопривода через рычажную систему. Регулирующий клапан со встроенным электроприводом на параметры питательной воды $p=380$ кгс/см², $t=280\,°$C отличается от клапана на рис. 5-15 ходовой частью и отсутствием разгрузки. В некоторых конструкциях клапанов регулирующая игла выполняется с кольцевыми выточками для ступенчатого дросселирования. Дросселирование происходит в основном в узких кольцевых щелях, образованных конусом и седлом.

Клапаны впрыска фирмы Окано вэлв конструктивно выполняются запорно-регулирующими. На рис. 5-15 показан клапан $D_у$ 50 со встроенным электроприводом, предназначенный для воды с параметрами $p=380$ кгс/см², $t=280\,°$C. Регулирующая часть штока выполнена в виде цилиндрического плунжера сегментного типа. Съемное

седло крепится в корпусе с помощью нажимной гайки из высокохромистой стали с уплотнением на металлической прокладке. Для равномерного распределения воды по периметру проходного сечения седла предусмотрена перфорированная цилиндрическая втулка из высокохромистой стали. Особенностью конструкции является

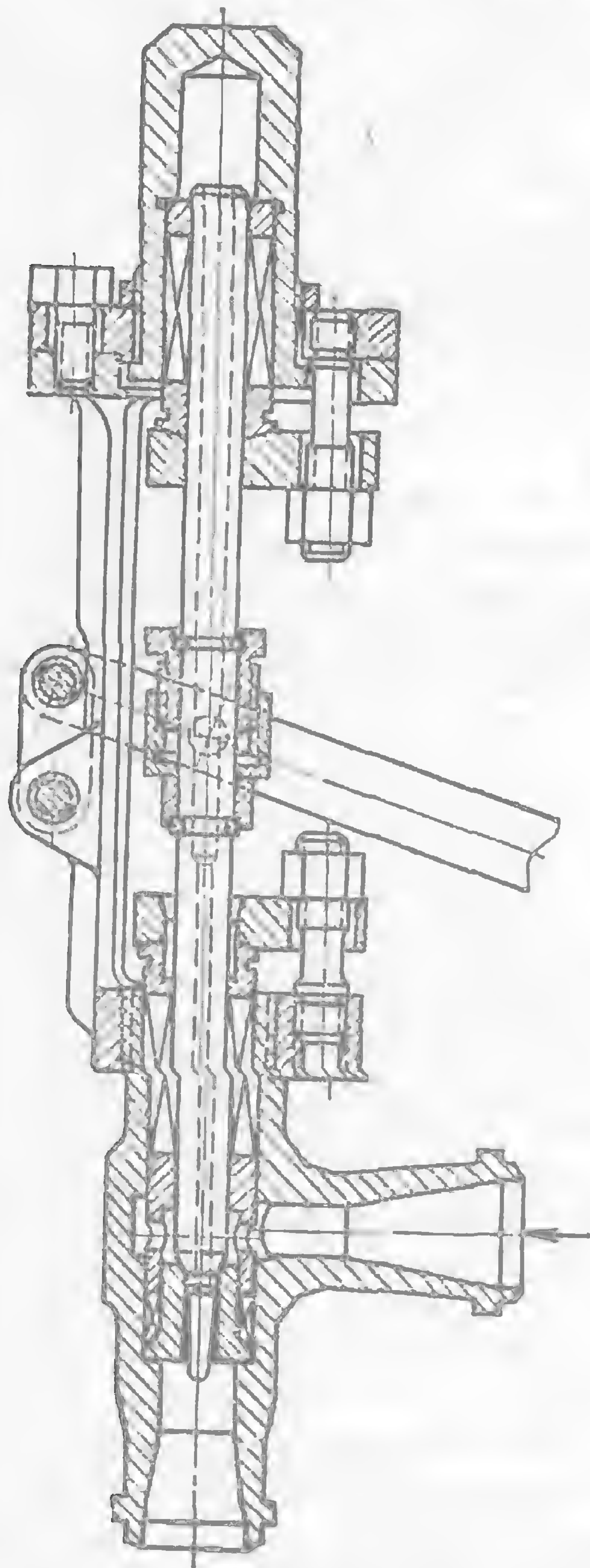


Рис. 5-14. Игольчатый клапан впрыска фирмы Цикеш разгруженного типа с рычажным приводом.

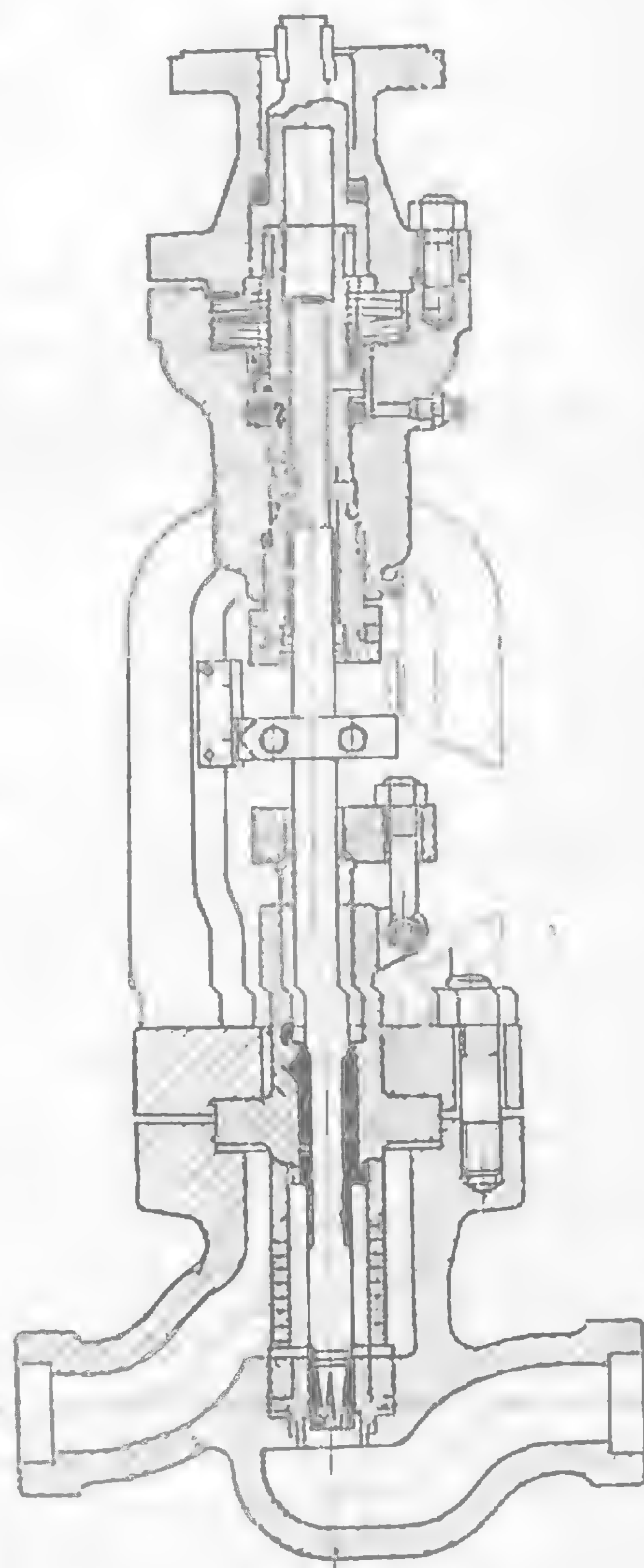


Рис. 5-15. Клапан впрыска фирмы Окано вэлв.

фланцевое соединение крышки с корпусом. Интересна конструкция ходового узла с тарельчатыми пружинами. Клапан $D_у 20$ отличается от клапана $D_у 50$ вварным седлом (сварной шов — снизу). Седло устанавливается через нижнее отверстие в корпусе.

С плунжером сегментного типа выполняются также регулирующие клапаны фирмы Бабкок (ФРГ) [Л. 21].

Клапаны впрыска фирмы Сименс (ФРГ) предназначены *в основном для подачи охлаждающей воды в паровые* дроссельно-охладительные клапаны БРОУ той же фирмы. Клапаны выполняются односедельными с игольчатым плунжером. Среда направлена на плунжер. Седло клапана — сменное, устанавливается в корпусе на прокладках. Клапан выпускается также с затвором, показанным на рис. 5-16. Среда направляется под плунжер. Последний перемещается вдоль полой цилиндрической направляющей, которая находится на верхней части седла. Регулируемое проходное сечение состоит *из нескольких продольных* щелей. Конусные уплотнительные поверхности седла и штока размещены относительно щелей и дросселирующей кромки таким образом, что они не испытывают непосредственно ударного воздействия потока воды.

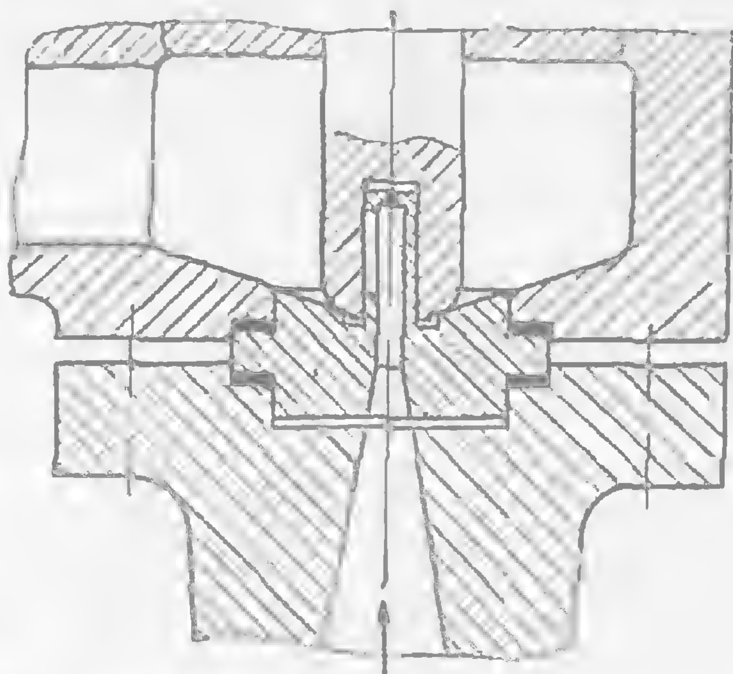


Рис. 5-16. Клапан впрыска фирмы Сименс (ФРГ) (вариант затвора)

Рассмотренные конструкции регулирующих клапанов, несмотря на различия в конструктивных решениях, являются арматурой одноступенчатого дросселирования. *Для предотвращения эрозионного износа деталей проточной* части величину перепада давления, срабатываемого в одной ступени дросселирования, следует ограничивать. По данным фирм Цикеш и Бабкок наибольший перепад давления на одной ступени клапана не должен превышать 55—60 кгс/см² [Л. 21]. При этом максимально допустимая скорость среды в клапане со стеллитированными дроссельными элементами проточной части не должна превышать 105 м/с. Для клапанов с периодическим включением в работу допускается увеличение

максимальной скорости на 25%, т. е. до 130 м/с, что соответствует перепаду давления около 86 кгс/см². Если клапан редко включается и в открытом положении работает непродолжительное время, разрешается увеличение скорости до 160 м/с (срабатываемый перепад давления — до 130 кгс/см²).

При высоких перепадах работают клапаны разгрузочных линий питательных насосов, так называемые клапаны минимального расхода. Разгрузочная линия (линия рециркуляции) с установленной на ней арматурой служит для того, чтобы расход через работающий насос при низких нагрузках котла не был меньше некоторой минимально допустимой величины, так как в насосе может произойти вскипание воды, которое является одной из причин преждевременного выхода его из строя [Л. 78—80]. Величина минимальной нагрузки насоса с точки зрения безопасности работы определяется его конструкцией.

В качестве защитных устройств, обеспечивающих устойчивую работу насоса при снижении нагрузки котлоагрегата ниже минимально допустимой для насоса, на отечественных и зарубежных электростанциях применяются обратный клапан на напорной линии насоса и разгрузочный регулирующий клапан минимального расхода. Обычно разгрузочный расход воды отводится в питательные баки или деаэраторы, т. е. подается опять на всас насоса. Перепад давления между напором питательного насоса и давлением в питательном баке (деаэраторе) должен быть сдросселирован. Обычно давление питательной воды на напоре насоса 200—450 кгс/см², а давление в деаэраторе около 6 кгс/см². Этот перепад давления достигает значительных величин и обусловливает высокие скорости течения воды, которые ведут к разрушению проточной части клапанов, особенно клапанов одноступенчатого дросселирования. Так, если потенциальная энергия потока полностью переходит в кинетическую, то при перепаде давления на разгрузочной линии 300 кгс/см² и плотности воды 1 000 кг/м³ скорость в дросселирующем сечении седла составляет около 250 м/с.

Срабатывание большого перепада давления и сохранение при этом плотности клапана в закрытом положении может быть достигнуто за счет снижения скорости потока до допустимой (по условиям износа) многосту-

пенчатым (каскадным) дросселированием, в результате чего часть кинетической энергии потока при торможении и завихрении превращается в тепловую.

В клапанах многоступенчатого дросселирования воды общий перепад давления распределяется между несколькими последовательно расположенными ступенями. Число ступеней определяется перепадом давления на одной ступени, при котором скорость не превышает предельно допустимую.

В схеме разгрузки питательного насоса, принятой на большинстве энергоблоков, дросселирование установленного постоянного расхода воды, сбрасываемой из насоса в деаэратор через вертикальный обратный клапан, производится в дроссельном устройстве (ДУ), перед которым установлен запорный вентиль.

В некоторых схемах разгрузки питательного насоса вместо запорного вентиля применяется запорно-регулирующий клапан, допускающий регулирование расхода в определенных пределах. Таким клапаном является, например, клапан $D_y 60$ конструкции фирмы Окано вэлв (рис. 5-17). Он рассчитан на начальные параметры воды $p = 240$ кгс/см², $t = 185\,°C$. В клапане две ступени дросселирования — в цилиндрической дырчатой втулке и в седле. Выходной патрубок защищен рубашкой из высокохромистой стали типа 18/8.

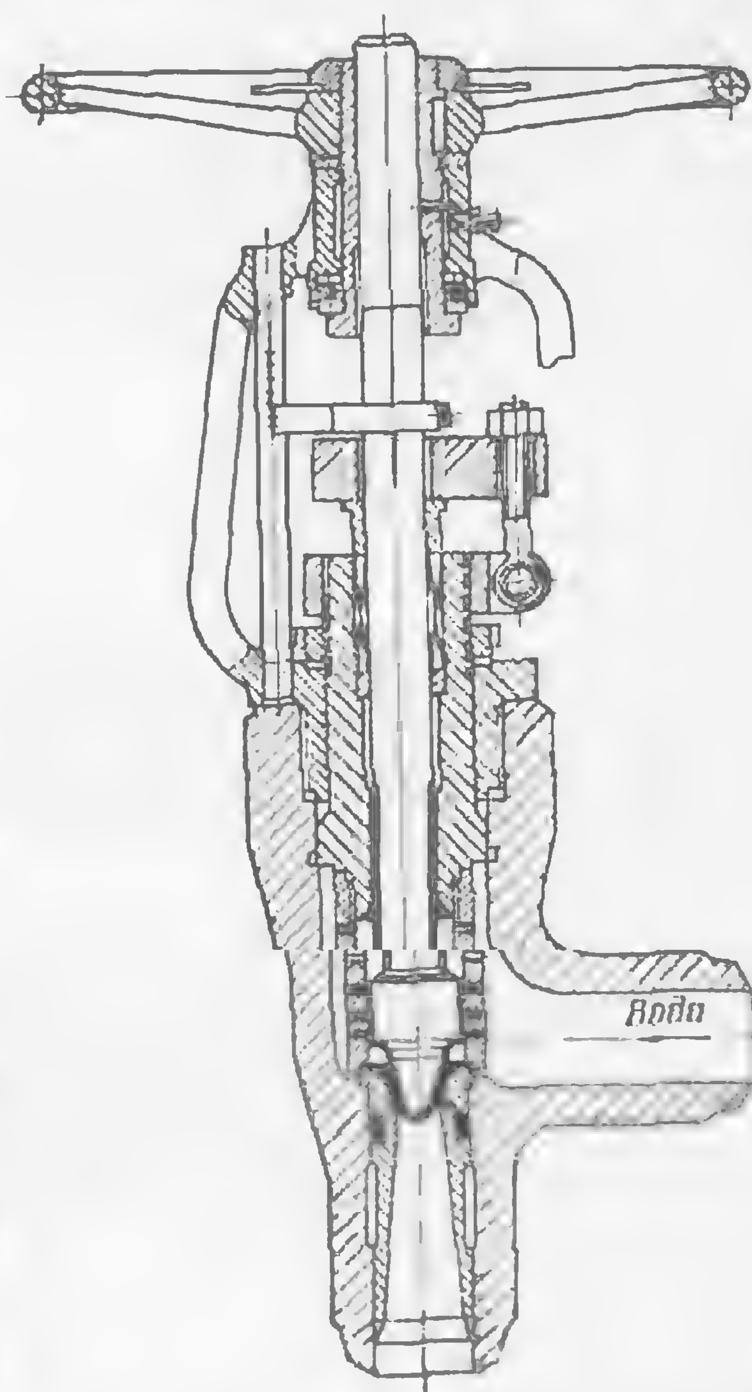


Рис. 5-17. Запорно-регулирующий клапан фирмы Окано вэлв

Ряд клапанов минимального расхода, например клапаны фирмы Цикеш, описанные в [Л. 21], выполняются в виде единых конструкций, включающих собственно клапан и дроссельное устройство. Такие клапаны пред-

назначены для срабатывания перепадов давления до 500 кгс/см² [Л. 80—82]. Снижение давления в основном происходит в предвключенном дроссельном устройстве, каждое из которых состоит из набора шайб колпачкового типа (рис. 5-18). Поскольку в процессе открытия клапанов при малых расходах воды весь перепад давления, хотя и кратковременно, должен срабатываться в затворе, на плунжере и в седле клапанов предусмотрены специальные дросселирующие кромки.

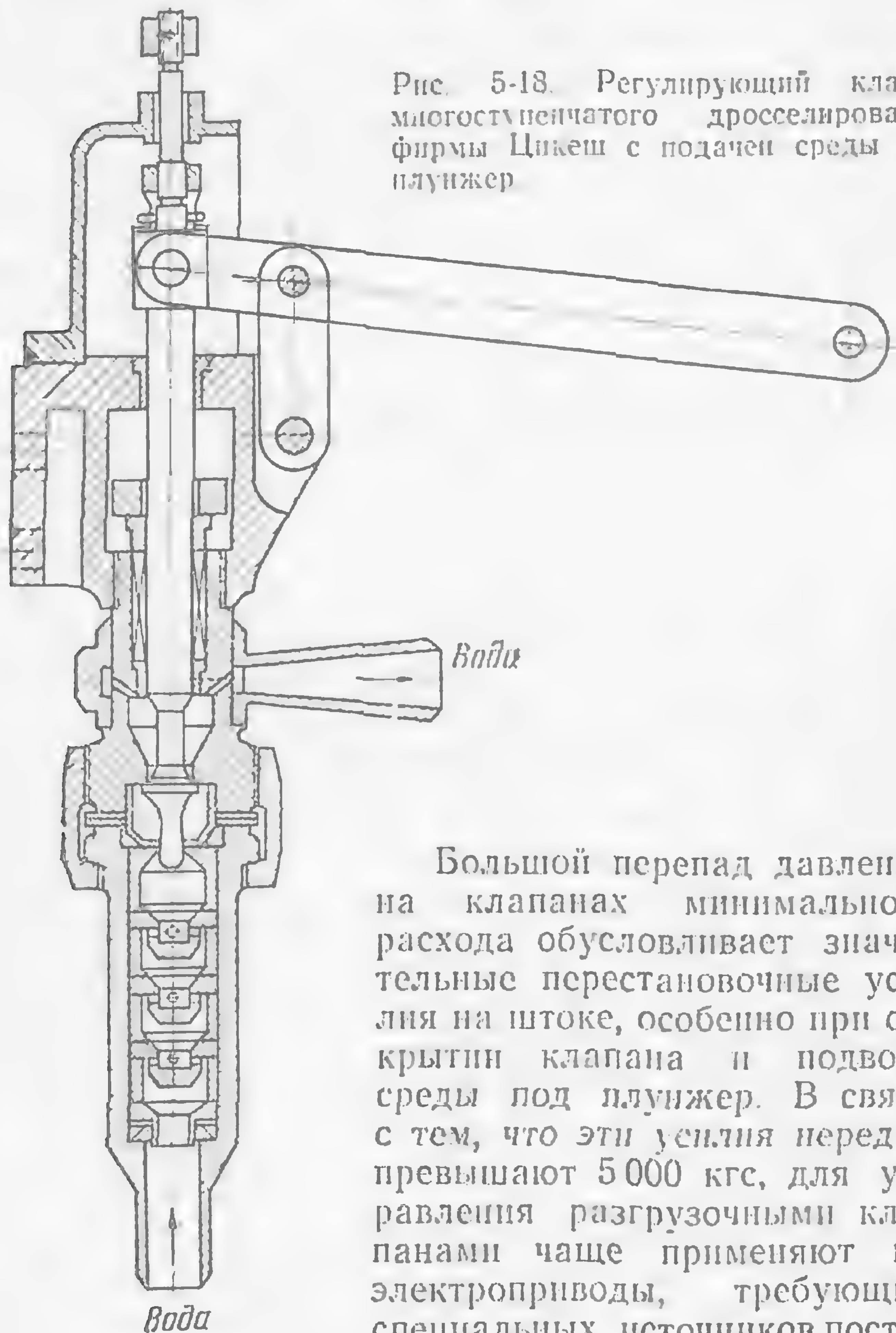


Рис. 5-18. Регулирующий клапан многоступенчатого дросселирования фирмы Цикеш с подачей среды под плунжер.

Большой перепад давления на клапанах минимального расхода обусловливает значительные перестановочные усилия на штоке, особенно при открытии клапана и подводе среды под плунжер. В связи с тем, что эти усилия нередко превышают 5 000 кгс, для управления разгрузочными клапанами чаще применяют не электроприводы, требующие специальных источников посто-

янного тока, а пневмоприводы или гидроприводы, использующие давление питательной воды или работающие от системы масляной смазки подшипников насоса.

Одним из важных требований, которое должно быть учтено в конструкции разгрузочных клапанов и при выборе схемы управления ими, является автоматическое их открытие при отказе системы регулирования (в случае ее обесточивания, выхода из строя управляющих элементов и т. д.). Управление клапанами, приводимыми в действие питательной водой, осуществляется либо по импульсу от расходомерного устройства, установленного на нагнетательной стороне питательного насоса, либо по положению тарелки обратного клапана [Л. 78—82].

В разгрузочном клапане минимального расхода фирмы КСБ—Цикеш (с использованием давления питательной воды) импульсом на перемещение плунжера клапана является перепад давления на дросселе, установленном на линии между обратным клапаном и третьей ступенью питательного насоса [Л. 80].

В схемах управления клапанами с использованием масла открытие или закрытие клапана происходит по импульсу от расходомерного устройства на стороне нагнетания. Некоторые схемы управления по положению тарелки обратного клапана приведены в [Л. 80, 83]

Клапаны с предвключенным дроссельным устройством работают, как правило, в положениях открыто — закрыто при постоянном минимальном расходе через насос. Требование регулирования расхода обеспечивается в клапанах других конструкций. На рис. 5-19 показан клапан фирмы Земпель (ФРГ), принцип работы которого основан на поглощении энергии за счет вязкостного трения [Л. 81, 82, 84]. Известно, что в достаточно длинном канале можно снизить любое давление, причем с уменьшением диаметра канала уменьшается и его необходимая длина. Например, в канале диаметром 0,5 мм и длиной 1 м давление 300 кгс/см^2 снижается настолько, что вода будет выходить мелкими каплями. В данной конструкции клапана вода подводится к кольцу, имеющему длинные каналы малого сечения (капилляры) с отношением гидравлического диаметра к длине 1 : 300. С уменьшением диаметра капилляров возрастают потери на трение в канале. Так как при этом скорость воды незначительна, износ металла практически отсутствует. Регулирование расхода осуществляется путем перекры-

тия части капилляров с помощью цилиндрического плунжера, перемещаемого внутри капиллярного кольца. Клапан одновременно со срабатыванием большого перепада давления позволяет точно регулировать самые малые расходы. Требуемая расходная характеристика достигается соответствующим расположением каналов. Полное отключение клапана производится запорной плоской тарелкой Вода, подаваемая к клапану, предварительно проходит через фильтры. Предусмотрена также возможность очистки или замены капиллярного кольца.

На принципе многоступенчатого дросселирова-

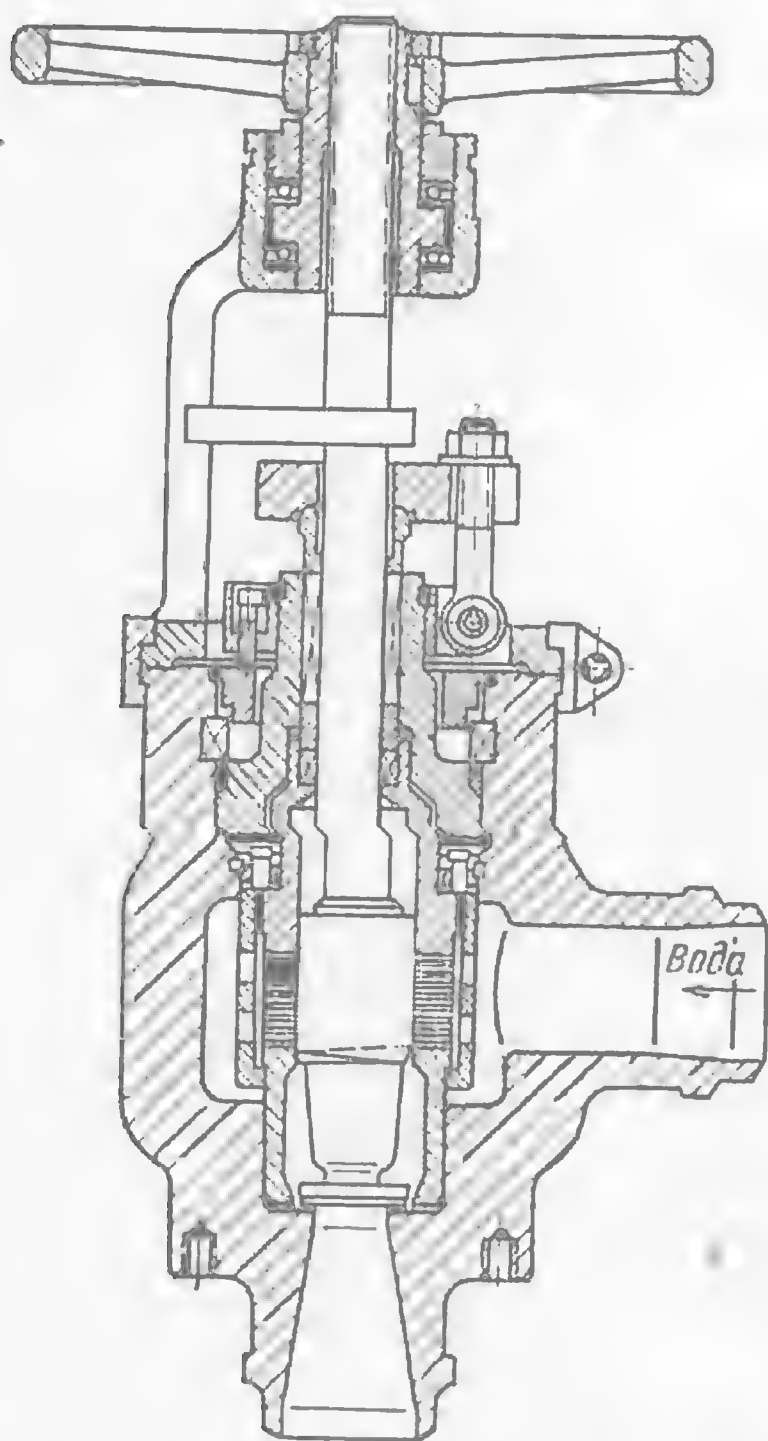


Рис. 5-19. Клапан минимального расхода фирмы Земпель (ФРГ).

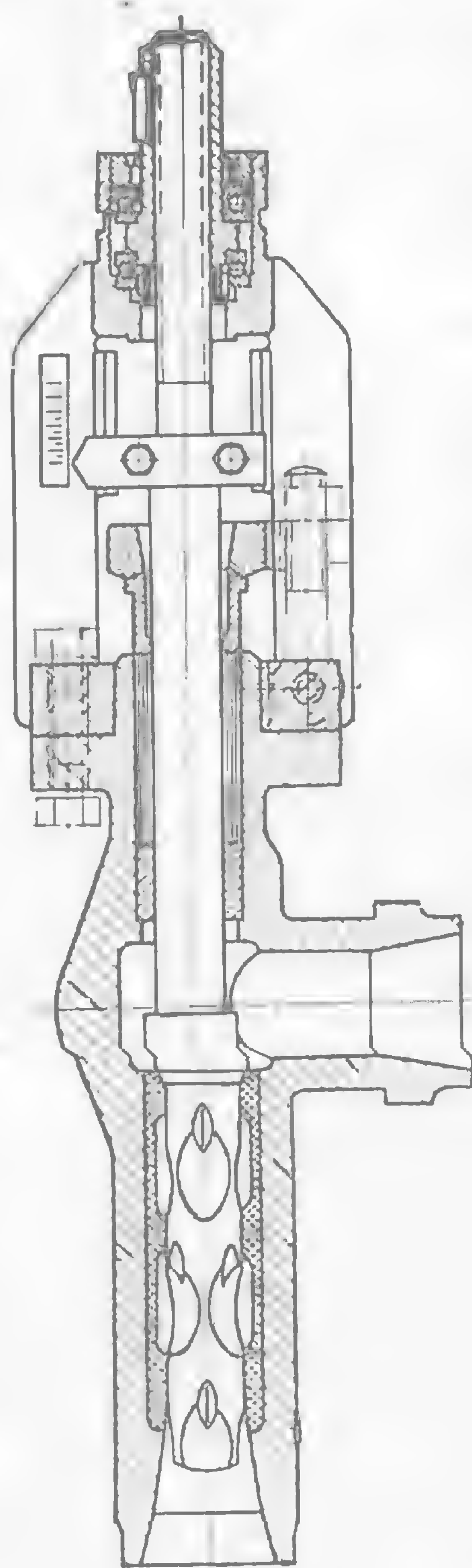


Рис 5-20 Клапан многоступенчатого дросселирования фирмы Бабкок (ФРГ)

ния сконструированы клапаны фирмы Бабкок. От клапанов с предвключенным дроссельным устройством они отличаются тем, что в них все ступени одновременно и равномерно участвуют в процессе дросселирования давления воды на всем протяжении хода штока. Так, клапан трехступенчатого дросселирования (рис. 5-20) может работать в условиях большого перепада давления и уменьшенного расхода воды, а также незначительного перепада давления и возросшего расхода. Для обеспечения плотности в закрытом положении клапаны выполняются односедельными. Фирма изготовляет клапаны трех- и пятиступенчатого дросселирования с условными проходами от $D_у$ 25 до $D_у$ 150. Конструктивно они являются разгруженными и отличаются сравнительно малыми перестановочными усилиями. Это достигается, в частности, выполнением штока одного диаметра с регулирующей частью. Дросселирование потока осуществляется ускорением потока в каплеобразных выемках и последующим гашением кинетической энергии струи при ее расширении в кольцевых камерах. Размеры каплеобразных выемок подбираются в соответствии с требуемой расходной характеристикой.

В этих клапанах площадь проходного сечения в седле выбрана больше, чем площадь дросселирующего сечения, образуемого выемками на штоке. Радиальный зазор между штоком и втулкой принимается минимальным, например 0,04 мм — для штока диаметром 32 мм. Максимально допустимый перепад давления воды на одной ступени не больше 60 кгс/см². При этом скорость потока поддерживается в допустимых пределах, а следовательно, в допустимых пределах находятся и износ дросселирующего элемента и шум при работе. Клапаны применяются в системах питательной воды на разгрузочных линиях насосов, байпасов, задвижек, а также в качестве клапанов впрыска.

Запорно-регулирующий клапан многоступенчатого дросселирования конструкции МО ЦКТИ показан на рис. 5-21. Он предназначен для регулирования расхода воды в пределах от 0,5 до 12,4 т/ч при постоянном перепаде давления около 337 кгс/см² (с 340 до 2—3 кгс/см²). Проточная часть состоит из сменных дроссельных втулок. Дросселирование воды происходит на семи ступенях плунжера сегментного типа. Скосы каждой ступени сдвинуты относительно соседних скосов на 90°. Перепад

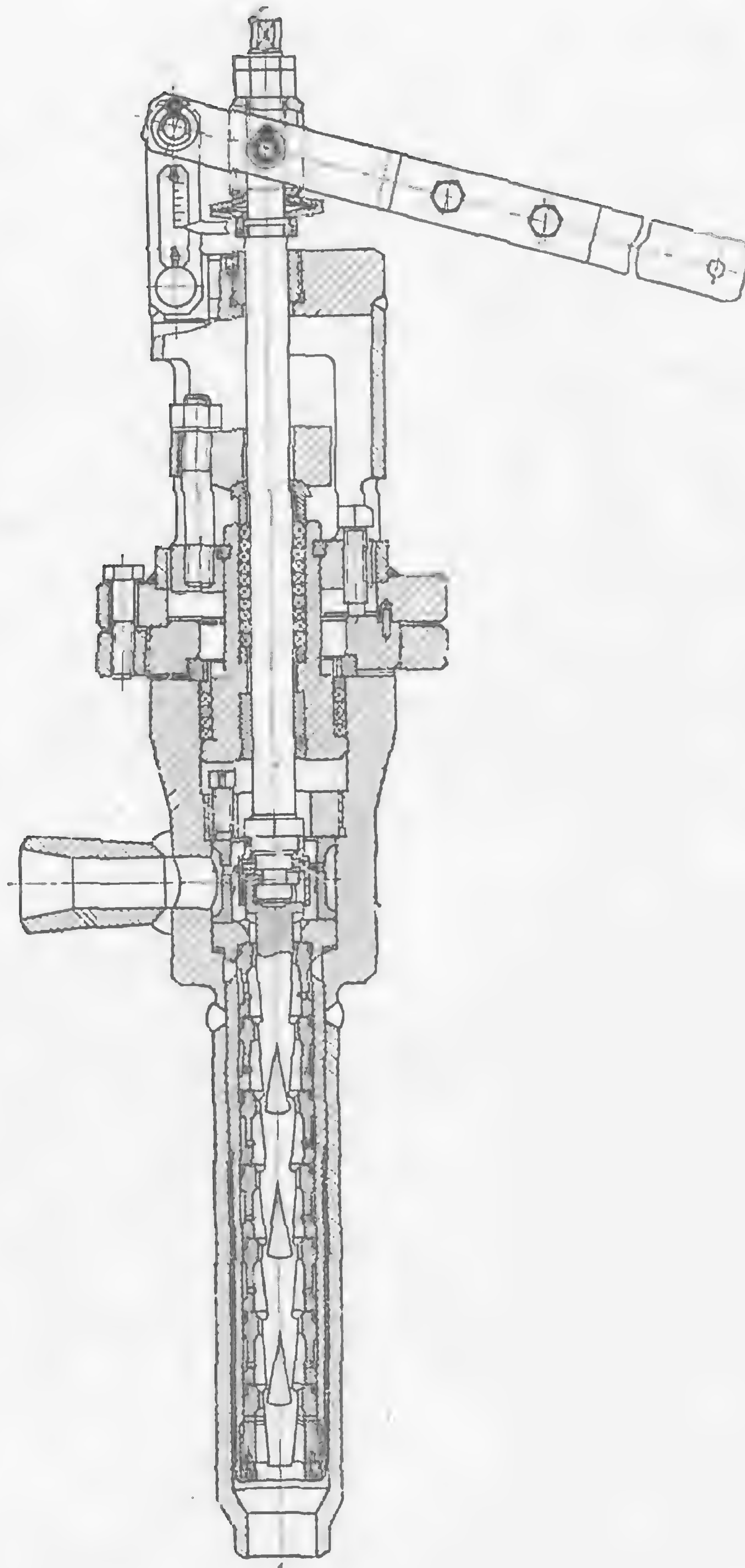


Рис. 5-21. Клапан многоступенчатого дросселирования конструкции МО ЦКТИ.

давления воды и скорость на одной ступени составляют соответственно в среднем около 50 кгс/см² и 60 м/с.

Особенность регулирующего многоступенчатого клапана (ФРГ), показанного на рис. 5-22, состоит в том, что в нем ударный эрозионный износ деталей проточной части минимальный [Л. 79]. Это достигается тем, что на регулирующей части плунжера выполнены спиральные дроссельные каналы переменного сечения, крутизна которых от ступени к ступени возрастает. Процесс дросселирования в этом клапане протекает таким образом, что часть энергии потока расходуется на создание центробежных течений и, следовательно, уменьшается доля энергии, идущая на образование осевого скоростного напора. Давление воды равномерно снижается по всей длине дроссельных клапанов. Тем самым устраняются значительные местные потери напора, приводящие к эрозии многоступенчатого плунжера. Коэффициенты расхода клапана имеют низкие значения. При перепаде на одной ступени около 75 кгс/см² максимальная скорость не превышает 80 м/с. Таким образом, срабатывание перепада давления около 300 кгс/см² можно обеспечить в четырехступенчатом клапане.

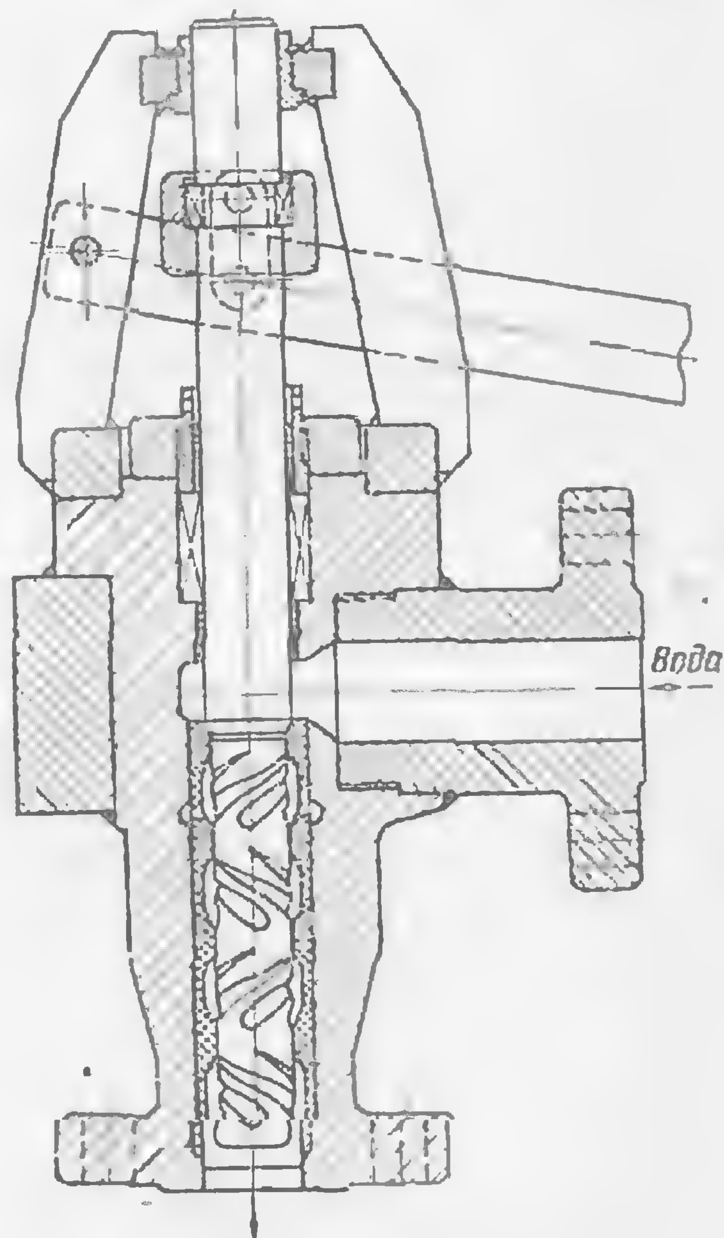


Рис 5-22 Клапан многоступенчатого дросселирования со спиральными каналами (ФРГ).

Работоспособность клапанов с многоступенчатым плунжером иногда осложняется тем, что в зазор между плунжером и направляющей втулкой попадают твердые частицы, несомые потоком среды. Другим недостатком этих клапанов является неконтролируемое вскипание горячей воды в отдельных ступенях, что затрудняет нормальное протекание потока в последующих ступенях. Указанные недостатки в меньшей мере свойствен-

ны, например, односедельным клапанам со встроенным дроссельным устройством (рис. 5-18).

Полностью же они устранены в дроссельном клапане центробежного типа, основанном на принципе вихревого сопла (рис. 5-23) [Л. 85]. Жидкость тангенциально поступает в камеру с коническим соплом и получает вращательное движение. Диаметр отверстия на входе d_1 (рис. 5-23,*а*) выбирается так, что на скоростной напор

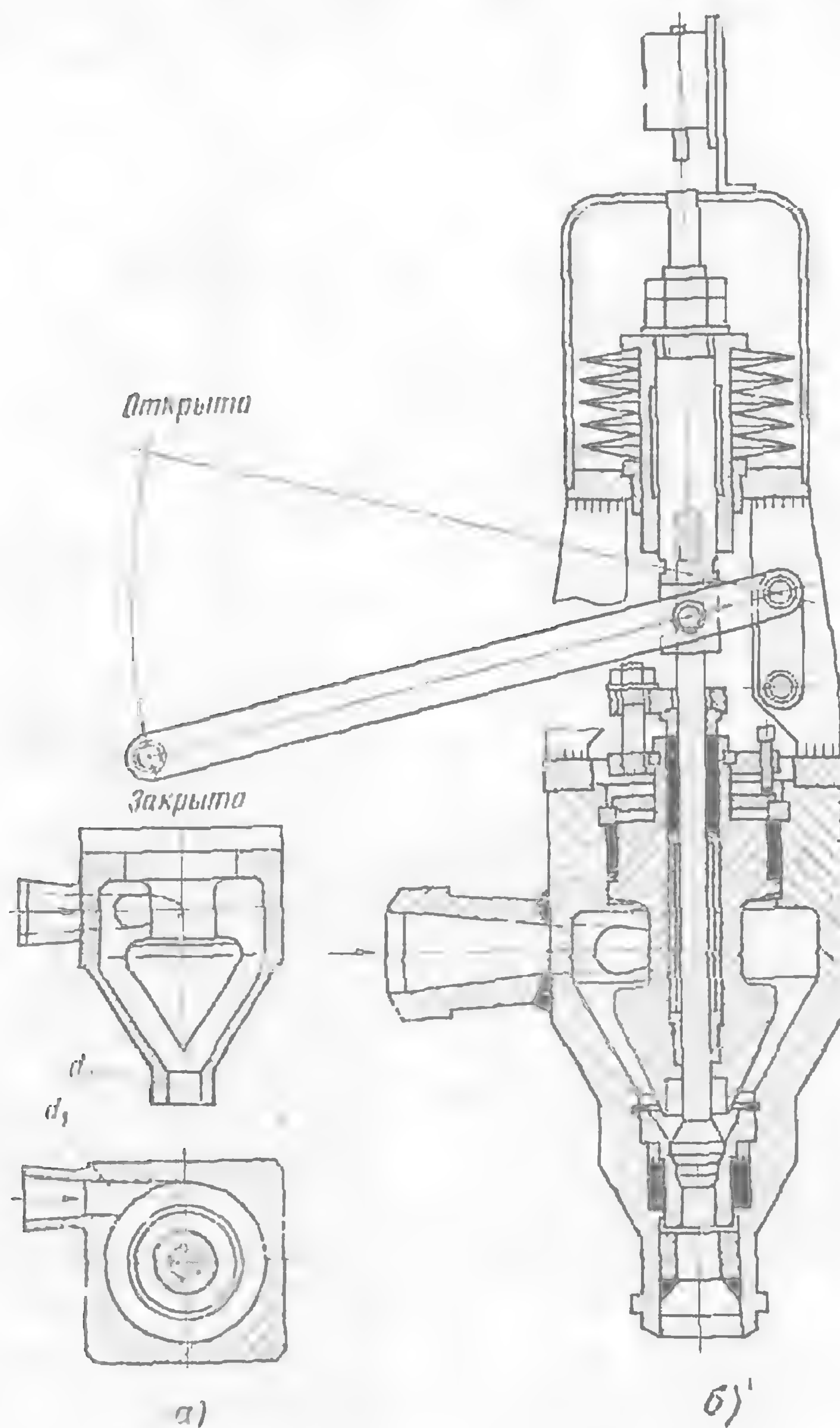


Рис. 5-23. Клапан центробежного типа конструкции фирмы Панконтроль (ФРГ).

а — схема вихревого сопла; *б* — общий вид клапана

идет около 10% общего перепада давления на клапане. Вокруг центральной оси камеры образуется вращающееся водяное кольцо, и так как окружная скорость вращающейся жидкости в поперечном сечении обратно пропорционально радиусу вращения, то на внутренней стороне кольца создается бо́льшая угловая скорость, чем на внешней.

Вихревая камера к выходу конусообразно сужается и переходит в центрально расположенное выходное отверстие определенного диаметра d_2. Жидкость направляется из верхней части кольцевого пространства камеры к выходному отверстию по винтообразной, сужающейся к низу траектории. С уменьшением диаметра орбиты вращения окружная скорость воды возрастает. Струи воды, выходящие из отверстия, например, диаметром 20 мм вращаются со скоростью 70 000 об/мин. Радиальное ускорение при этом составляет 565 000 м/с^2. Оставшаяся часть перепада давления, около 90%, идет на образование скоростного напора. В осевом направлении жидкость тоже движется с ускорением. Давление в струе воды вблизи от оси вращения падает до давления в выходном патрубке. При возможном частичном вскипании воды пар собирается в центральной полости, а вода течет вдоль стенок трубопровода. На выходе из клапана закрученная струя разрывается на мельчайшие капли. Попадая в относительно медленно текущий поток в сбросном трубопроводе, они тормозятся и их кинетическая энергия переходит в тепловую. Процессы завихрения и распыления потока протекают бесшумно.

Конструктивно клапан (рис. 5-23,б) выполнен запорно-регулирующим. Съемное седло крепится с помощью закладного кольца и уплотняется относительно корпуса сальником из асбестографитовой набивки с поджатием его цилиндрической пружиной. Для срабатывания перепада давления при малых открытиях на плунжере предусмотрены дросселирующие кромки.

Для управления клапаном центробежного типа как клапаном минимального расхода применена схема автоматического управления с индукционным датчиком, связанным через рычаг с тарелкой обратного клапана. Двигатель электропривода при открытом обратном клапане постоянно находится под напряжением, удерживая разгрузочный клапан в закрытом положении. При снижении расхода через насос до минимального элек-

тродвигатель автоматически отключается, и под действием пакета тарельчатых пружин клапан открывается. В последних конструкциях клапана центробежная камера и собственно запорный орган выполняются отдельно из-за эрозионного износа плунжера и седла вследствие очень высоких скоростей потока. Постоянный расход через такое устройство меняется путем замены конусной вставки внутри камеры [Л. 86].

Таким образом, срабатывание высокого давления воды можно обеспечить, используя многоступенчатые клапаны с дроссельными устройствами, работающими по принципу закрыто — открыто, многоступенчатые клапаны регулируемого расхода и одноступенчатые клапаны, в том числе клапаны центробежного типа.

5-4. Конструкции дроссельных устройств

Для срабатывания перепада давления при постоянном расходе воды наиболее целесообразно применять дроссельное устройство (ДУ). В многоступенчатых устройствах все ступени дросселирования, как правило, выполняются одинаковыми ввиду незначительного изменения плотности среды. Перепад давления, срабатываемый в одной ступени, существенно зависит от формы исполнения дроссельного элемента.

Среди дроссельных устройств, используемых на электростанциях, широко известна конструкция, показанная на рис. 5-24,*а* [Л. 86]. Каждый дроссельный элемент выполнен в виде шайбы-втулки с расположенным по центру длинным цилиндрическим отверстием.

Истечение жидкости через цилиндрическое отверстие, имеющее протяженность, сопровождается сжатием сечения струи на некотором расстоянии от входной кромки [Л. 87]. Максимальная скорость истечения будет в наиболее узком сечении. В соответствии с законом Бернулли в том же сечении струя жидкости будет обладать наименьшим гидростатическим давлением $p_{мин}$. За сжатым сечением струя расширяется и заполняет все сечение. Этот процесс сопровождается восстановлением статического давления.

Таким образом, в каждой ступени давление от p_1 снижается до p_2 только с переходом через $p_{мин}$, следовательно, максимальная скорость струи определяется перепадом давления $p_1 - p_{мин}$. Если окажется, что $p_{мин}$ будет ниже давления насыщения $p_{нас}$ для данной жидкости, что вероятно для последних ступеней дроссельного устройства, то в области сжатия начинается кавитация жидкости.

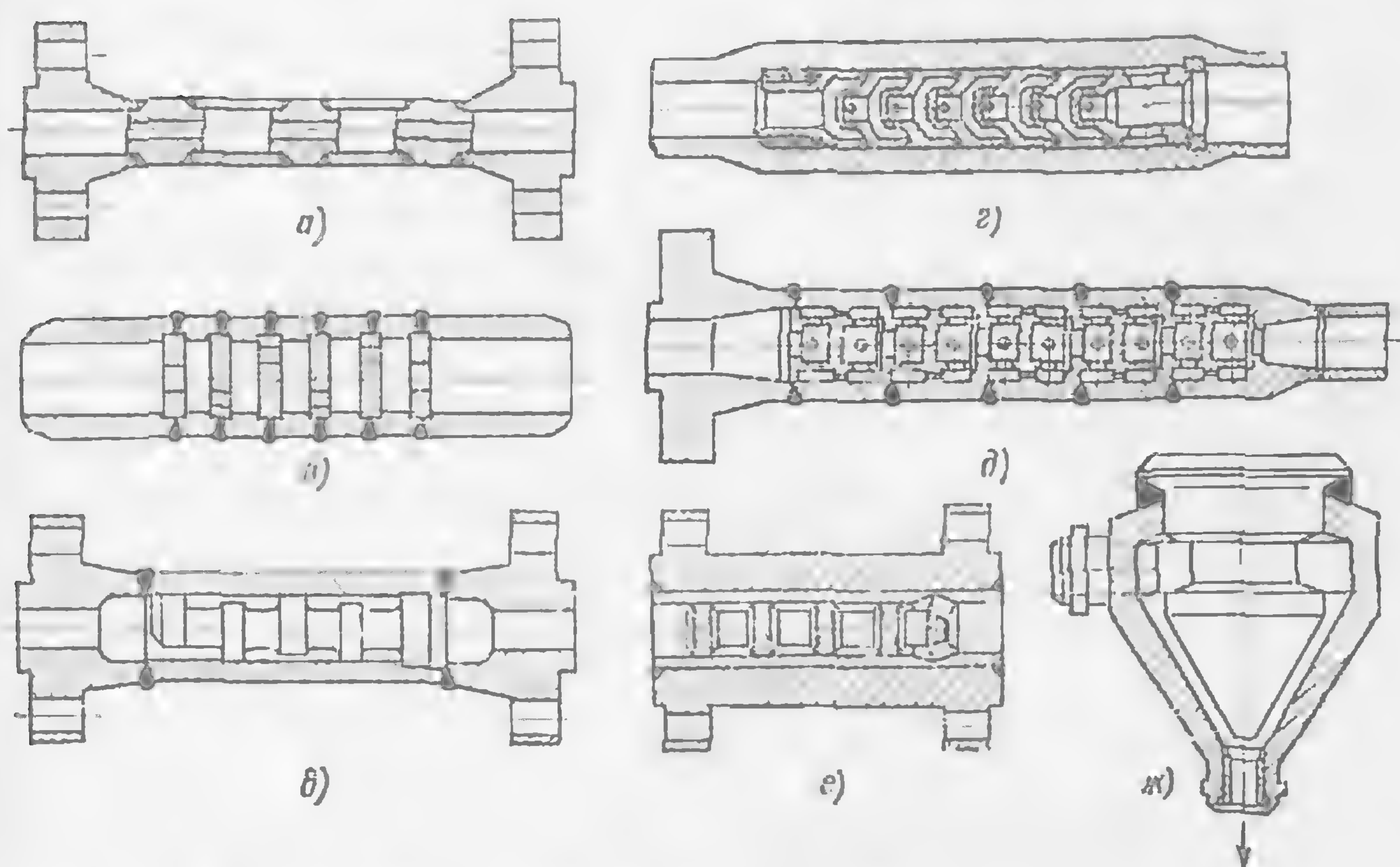


Рис. 5-24. Конструкции дроссельных устройств.

а — устройство в виде шайбы-втулки; б — многошайбовые конструкции ВАЗ; в — устройство со вставкой (США); г — устройство фирмы Цикеш; д — устройство ЛМЗ; е — четырехступенчатое устройство (ФРГ); ж — одноступенчатое устройство в виде завихрителя.

Возникновение кавитации в ДУ является основным недостатком таких конструкций, так как оно сопровождается эрозией и высоким уровнем шума.

В отечественной практике в основном применяются многошайбовые дроссельные устройства конструкции ВАЗ с условными проходами $D_у 20$ и $D_у 50$ (рис. 5-24,б). Они устанавливаются на разгрузочных линиях питательных насосов и линиях подачи охлаждающей воды к охладителям пара РОУ и БРОУ. Отверстия в шайбах располагаются эксцентрично со смещением их относительно друг друга. Перепад давления на одну шайбу не более 30 кгс/см^2.

По данным исследований, полученным в ЦКТИ на ДУ конструкции ВАЗ [Л. 69], установлено, что коэффициент расхода дроссельных устройств зависит от числа дроссельных шайб, расстояния между ними и расположения отверстия в шайбе. С увеличением числа шайб коэффициент расхода устройства уменьшается. Так, при увеличении шайб в устройстве с одной до шести он уменьшается на 75%. Увеличение расстояния между шайбами, например в 7 раз, ведет к линейному снижению коэффициента расхода на 15%. Дальнейшее увеличение расстояния не сказывается на величине коэффициента расхода. Кроме того, установлено, что при $Re>5\cdot10^4$ перепады давления на шайбах распределяются неравномерно. Наибольший перепад срабатывается на второй шайбе и наименьший — на первой.

Конструкция на рис. 5-24,*б* характерна также для фирмы Окано вэлв.

Показанное на рис. 5-24,*в* дроссельное устройство применяется главным образом в США [Л. 86]. Оно представляет собой патрубок со вставкой. В ее перегородках выполнены сегментные скосы, образующие вместе с внутренней поверхностью трубы дросселирующие каналы сегментной формы, которые смещены относительно друг друга.

Все рассмотренные конструкции ДУ характеризуются тем, что срабатывание перепада давления сопровождается ударом струи о стенку шайбы и камеры расширения. Этот недостаток меньше проявляется в дроссельных устройствах разгрузочных клапанов фирмы Цикеш (рис. 5-24,*г*). В колпачковых шайбах сделано четыре отверстия, каждое из которых расположено друг против друга. Поступающие внутрь колпачка струи воды сталкиваются в центре. Таким образом, их кинетическая энергия гасится не на стенках шайбы, а на самих струях. Эта энергия переходит в тепловую, в результате чего температура воды на выходе несколько повышается. Фирма выпускает ДУ с различным числом колпачковых шайб, рассчитанных на определенный перепад давления и определенный расход воды. При изменении этих параметров ДУ в клапане легко заменяется другим [Л. 80].

В дроссельном устройстве конструкции ЛМЗ (рис. 5-24,*д*) вода дросселируется не только в дроссельных каналах колпачковых шайб, но и в цилиндрических щелях между соседними шайбами [Л. 72].

Четырехступенчатое дроссельное устройство, показанное на рис. 5-24,*е*, отличается меньшей длиной участка дросселирования [Л. 86]. Корпус из толстостенной трубы с внутренним защитным кожухом имеет вставку, которая камерами разделена на короткие участки с чередующимися (правой и левой) трапецендальными нарезками. Практически работа таких ДУ протекает бесшумно, поскольку при понижении давления путем закрутки потока давление на стенке всегда будет больше $p_{нас}$, и, следовательно, кавитация отсутствует. В одной ступени можно сработать около 80 кгс/см^2.

Высокий перепад давления можно сработать в одноступенчатом ДУ, выполненном в виде завихрителя (рис. 5-24,*ж*). Такое ДУ состоит из конической камеры

с тангенциальным подводом среды и центральным выходом. Кавитация в таких ДУ также минимальна, поэтому они работают бесшумно.

5-5. Паровые клапаны пуско-сбросных устройств РОУ и БРОУ. Предохранительно-перепускные клапаны ПБРОУ

Дроссельно-регулирующая арматура, устанавливаемая на трактах острого пара и пара промперегрева, в отличие от арматуры трубопроводов питательной воды работает на сжимаемой среде — паре. Сжимаемость пара и его высокая рабочая температура обусловливают некоторые конструктивные особенности паровой арматуры. В основном они относятся к форме ее проточной части. Клапаны одноступенчатого дросселирования пара конструктивно мало отличаются от клапанов для воды. В отечественной практике для дросселирования и регулирования пара применяется главным образом шиберная арматура. Шиберный тип затвора используется и в паровых клапанах фирмы Динглер.

В обеспечении пусковых и номинальных режимов работы энергоблоков особая роль отводится арматуре, входящей в состав пускосбросных устройств (ПСУ). К ПСУ относятся редукционно-охладительные установки (РОУ), дроссельные клапаны (Др) пускового узла со встроенным сепаратором и быстродействующие редукционно-охладительные установки (БРОУ). Количество и место включения ПСУ определяются тепловой и пусковой схемами блока.

В процессе растопки котла РОУ обеспечивает дросселирование рабочей среды переменного агрегатного состояния (от воды до перегретого пара) и охлаждение пара. Другой функцией РОУ является дросселирование и охлаждение сбрасываемого в конденсатор пара при снижении нагрузки турбины ниже растопочного значения. Охлаждение пара происходит в специальных пароохладителях, допускающих частичное дросселирование на установленных в них дроссельных решетках. Перепад на клапане РОУ достигает 220—240 кгс/см^2. Дроссельный клапан Др перед встроенным сепаратором котла, поддерживающий сверхкритическое давление в испарительной части котла до встроенной задвижки, наиболее нагружен. При внезапном сбросе нагрузки БРОУ

обеспечивают перепуск пара в конденсатор, а также его дросселирование и охлаждение. БРОУ на ТЭС является одним из элементов общей системы защиты блока.

На отечественных дубль-блоках в качестве дроссельных клапанов РОУ и Др применяются в основном

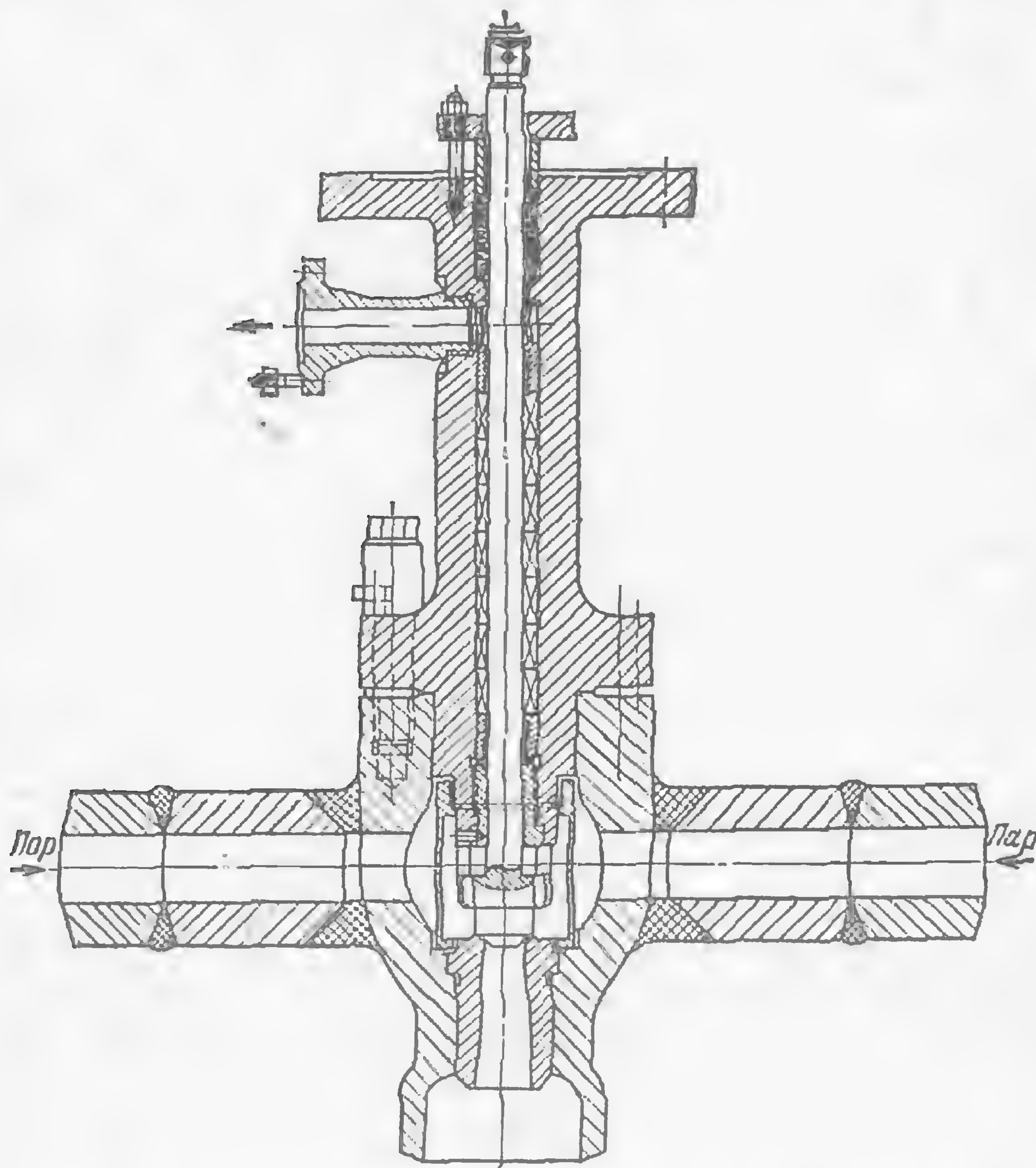


Рис. 5-25. Дроссельно-запорный клапан БРОУ блока 300 МВт конструкции ЛМЗ.

шиберные конструкции. Перед клапанами РОУ во избежание возможных протечек устанавливается запорная задвижка. Время открытия задвижки и клапанов составляет около 30 с [Л. 88, 89].

Для БРОУ в основном используются игольчатые запорно-дроссельные клапаны конструкции ЛМЗ (рис. 5-25), позволяющие обеспечить плотность клапана в закрытом положении. Отсутствие плотности может

привести к постоянному байпасированию турбины и, следовательно, к снижению экономичности блока. Пропускная способность клапанов БРОУ выбирается из условия минимально допустимой производительности котла, которая обычно принимается равной 30% номинальной паропроизводительности. В зависимости от требуемого времени срабатывания клапаны БРОУ могут быть оснащены либо гидроприводами (время срабатывания до 10 с), либо электроприводами (до 15—30 с). Клапаны БРОУ, как правило, имеют двусторонний подвод пара.

Пуско-сбросные устройства, применяемые за рубежом для срабатывания больших перепадов давления рабочей среды, отличаются разнообразием конструкций. На электростанции Файло (США) байпасирование турбины, работающей на паре с параметрами $p=316$ кгс/см^2 и $t=621$ °С, осуществляется с помощью многоклапанной редукционной установки с двусторонним подводом среды [Л. 90].

На рис. 5-26 упрощенно показан поперечный разрез по одному из восьми дроссельных клапанов и одному из двух запорных обратных клапанов. Система из восьми клапанов была выбрана для того, чтобы уменьшить

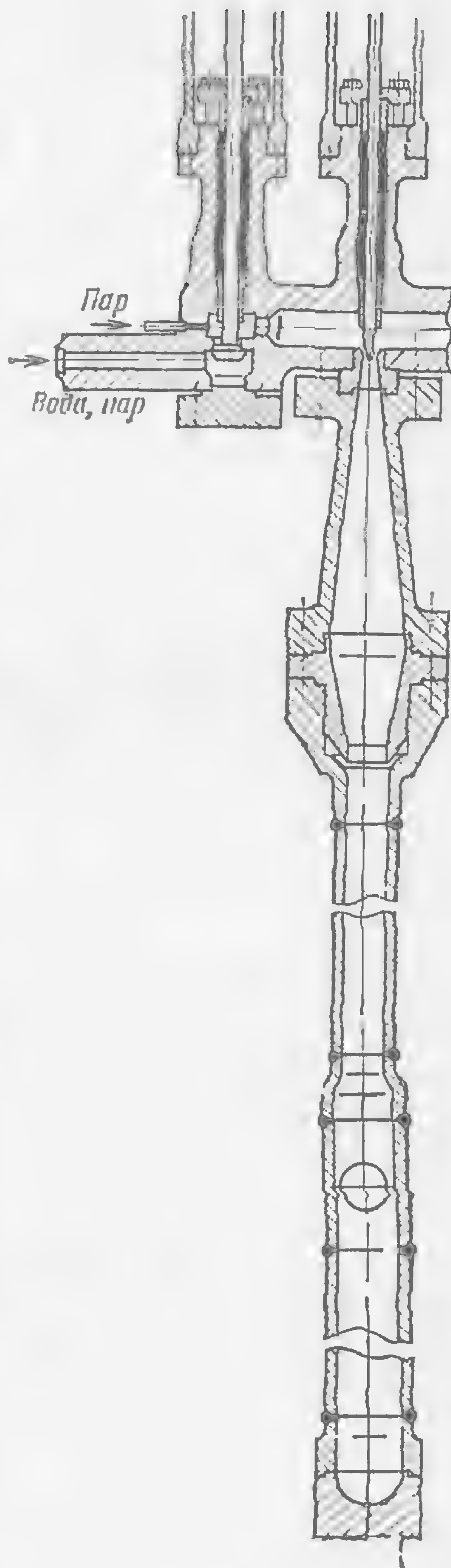


Рис. 5-26. Редукционная установка блока сверхкритического давления электростанции Файло (США).

возможный шум при дросселировании пара $p=$ $=316$ кгс/см². Клапаны одноступенчатого дросселирования открываются последовательно при помощи распределительного кулачкового вала (на рисунке не показан). Первыми открываются обратные клапаны. Кулачковые механизмы всех клапанов снабжены возвратными цилиндрическими пружинами, обеспечивающими посадку клапанов на седла. Дросселирование воды при расходе 102 т/ч осуществляется одним или двумя дроссельными клапанами, перепускающими воду в расширительный бак. При дросселировании пара работают все восемь клапанов. После подъема нагрузки и прекращения расхода пара через байпас турбины запорные обратные клапаны, расположенные перед дроссельными клапанами, закрываются и давление, действующее на уплотнения штоков, снижается примерно до 70 кгс/см². Для поддержания трубопроводов байпаса и корпуса клапанов в соответствующем температурном состоянии (не ниже 427 °С) предусмотрен пропуск через установку небольшого количества острого пара со сбросом его в расширительный бак. Благодаря этому в байпасе не скапливается вода и он всегда находится в «горячем резерве».

Фирма Ганнеман для пусковых клапанов использует конструкцию со скальчатым распределительным золотником (рис. 5-9).

В зарубежной энергетике широкое распространение, особенно за последнее десятилетие, получили конструкции клапанов РОУ и БРОУ, в которых совмещены одновременное дросселирование и охлаждение пара [Л. 91]. Одной из основных проблем при создании таких дроссельно-охладительных клапанов является осуществление впрыска воды. Впрыск охлаждающей воды непосредственно в проточную часть парового клапана предъявляет повышенные требования к стойкости материалов клапана против эрозии и теплосмен. Высокие термические напряжения, связанные с вводом в клапан охлаждающей воды, заставляют принимать конструктивные меры по предотвращению возможных повреждений клапана, например таких, как трещины в корпусе.

В клапане фирмы Сименс (ФРГ) ввод охлаждающей воды в перегретый пар находится под уплотнительной поверхностью седла и перед минимальным проходным сечением, образованным плунжером и стенкой дрос-

сельного клапана (рис. 5-27). Такой ввод воды позволяет, с одной стороны, защитить уплотнительную поверхность и, следовательно, обеспечить плотность затвора в закрытом положении, а с другой стороны, сохранить эффективность распыления воды высокоскоростным потоком пара. В зоне дросселирования в корпусе клапана сделана кольцевая выточка, в которую вставлено тонкостенное кольцо из листовой стали. Внутренняя полость кольца соединена с дроссельным каналом посредством кольцевой щели, выполненной без сужения.

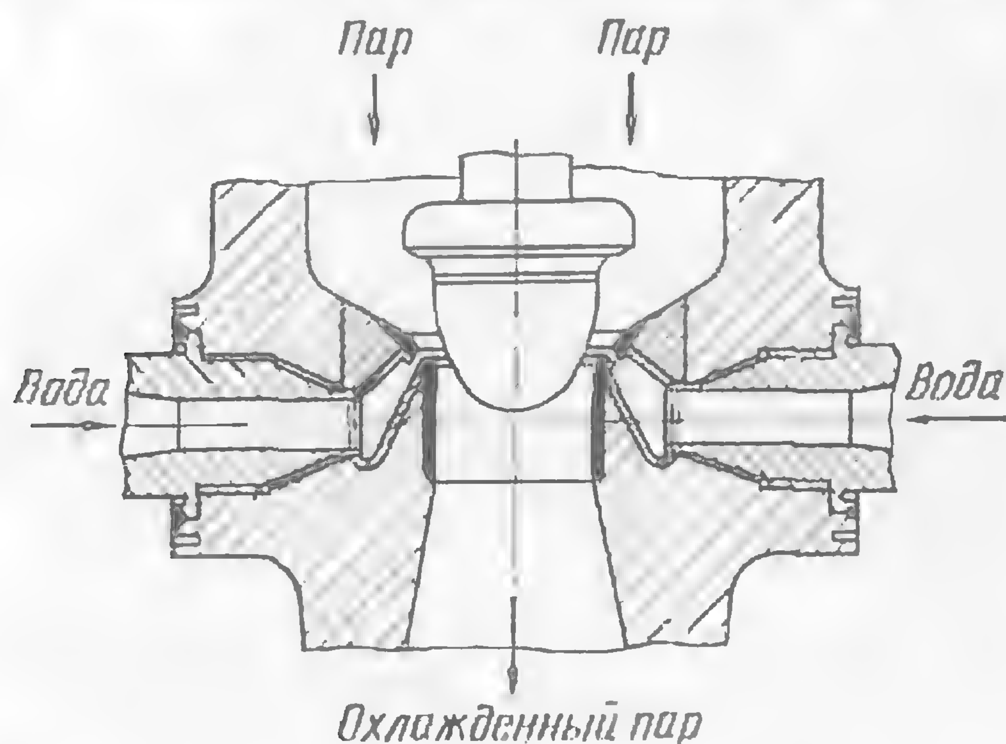


Рис. 5-27. Конструкция ввода охлаждающей воды в дроссельно-охладительном клапане фирмы Сименс

Охлаждающая вода подводится по двум патрубкам, расположенным друг против друга и вставленным в корпус клапана так, что они входят внутрь тонкостенного кольца. Патрубки соединены с корпусом на резьбе и уплотнены сваркой. Таким образом, конструкция ввода охлаждающей воды исключает возможность непосредственного контакта ее с материалом корпуса клапана.

Фирма Сименс выпускает клапаны с пропускной способностью до 1600 т/ч. Эта величина приблизительно соответствует количеству пара, потребляемому турбоустановкой мощностью 500 МВт. Фирма отмечает, что клапаны могут быть выполнены и на пропускную способность до 2000 т/ч, но уже без охладительных функций [Л. 92].

Принцип впрыска воды через камеру в корпусе используется также в конструкции односедельного дроссельно-охладительного клапана фирмы Маэнака [Л. 21].

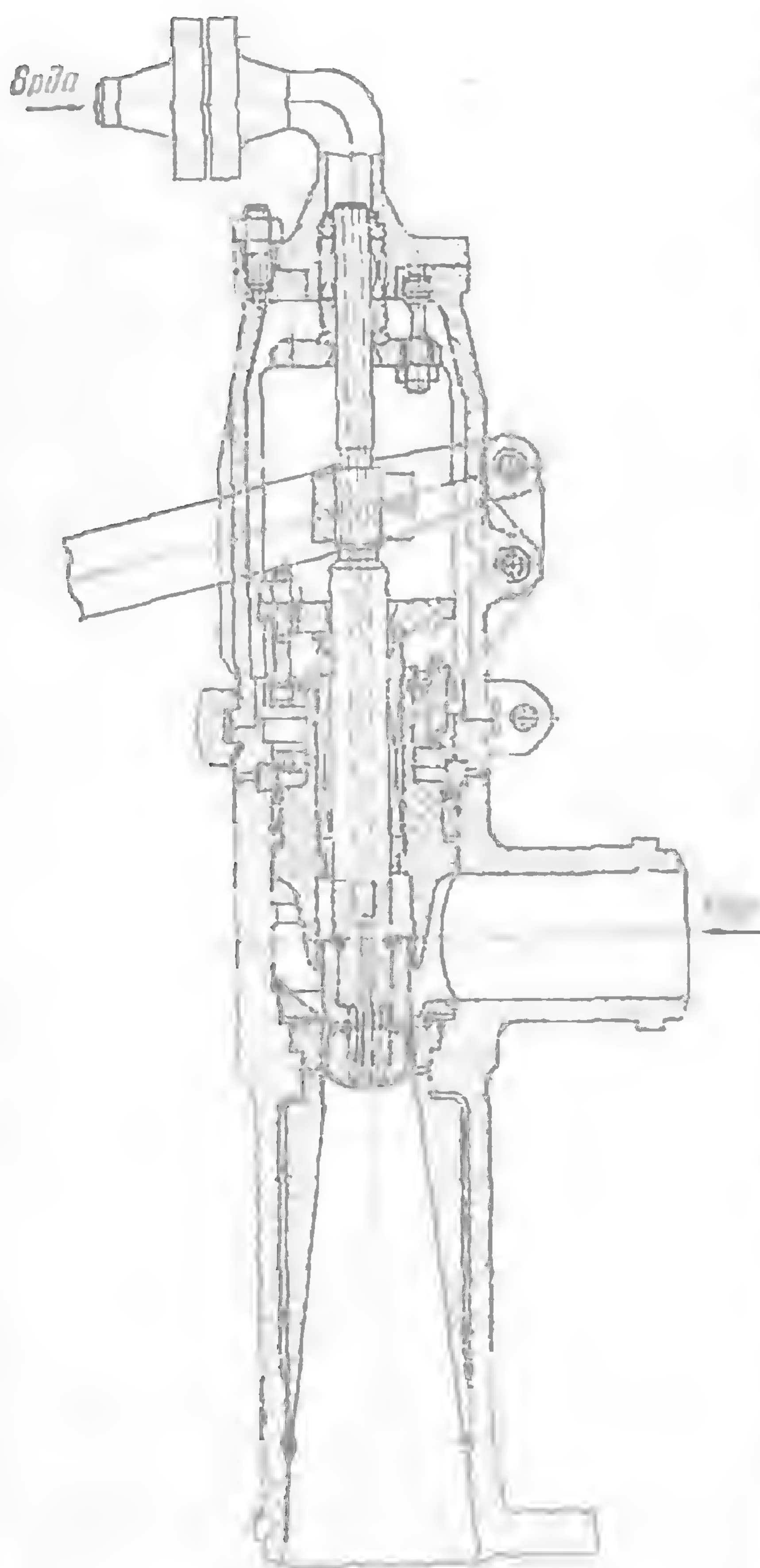


Рис. 5-28. Дроссельно-охладительный клапан фирмы Цикеш

Однако охлаждающая вода подводится к специальной паровой форсунке, встроенной в перегородке корпуса. Паровой распыл способствует полному и быстрому испарению воды, впрыскиваемой в основной поток пара после первой ступени дросселирования. Когда клапан закрыт, постоянный расход перегретого пара через форсунку при критическом перепаде давления на ней обеспечивает прогрев клапана и сбросного трубопровода.

Более целесообразным по сравнению с впрыском из камеры в корпусе представляется впрыск воды через каналы в штоке, как это выполнено в клапане фирмы Цикеш (рис. 5-28). Охлаждающая вода подводится в камеру над верхней частью штока. Из камеры по центральному сверлению она впрыскивается в поток пара. Плунжер выполнен таким образом, что при открытии клапана часть пара (до 5—8% от основного потока) поступает в кольцевую камеру снаружи водяного сопла (рис. 5-29). Этим паром производится распыливание воды, в процессе которого она нагревается до состояния насыщения. Нагретая и распыленная вода затем перемешивается с основным потоком пара и испаряется. По данным фирмы полное испарение воды при таком паровом распыле происходит на участке 2—3 м от места впрыска воды в поток пара. Для защиты выходного па-

трубка от попадания на его поверхность впрыскиваемой воды предусмотрена конусная гильза. Следует отметить, что за счет воздействия на верхнюю часть штока рабочего давления воды усилие на штоке уравновешивается. Вода, кроме охлаждения пара, используется и для снижения усилий на штоке.

В дроссельном клапане поворотного типа конструкции ОРГРЭС (рис. 5-30) также предусмотрен впрыск охлаждающей воды через каналы в штоке [Л. 93]. Вода из камеры подводится по центральному сверлению в штоке к восьми радиальным отверстиям, через которые она поступает в поток пара.

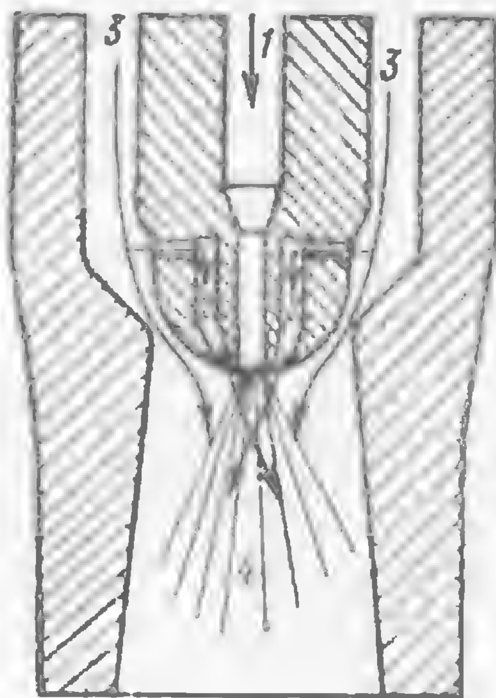


Рис. 5-29. Схема потоков воды и пара в дроссельно-охладительном клапане фирмы Цикеш.

1 — охлаждающая вода; 2 — пар на распыл охлаждающей воды; 3 — основной поток пара; 4 — зона смешения и испарения

За клапанами может быть установлен шумоглушитель, представляющий собой пакет дроссельных решеток, выполненных в виде дроссельных лабиринтов. Оси отверстий в решетках смещены относительно друг друга.

Наряду с односедельными клапанами одноступенчатого дросселирования фирма Цикеш изготовляет запорные односедельные дроссельно-охладительные клапаны многоступенчатого дросселирования. В таких клапанах впрыск охлаждающей воды производится из кольцевой камеры в корпусе. Среда направлена под плунжер. Выталкивающее усилие на штоке уравновешивается набором тарельчатых пружин.

В отличие от рассмотренных клапанов запорный дроссельно-охладительный клапан фирмы Линкольн (Англия) конструктивно решен по-другому (рис. 5-31). В основу конструкции положен принцип наклонного тангенциального расположения затвора с шаровым элементом. Корпус прямоточного типа. Профиль проточной части близок к плавному сопловому профилю, пригодному для пропуска потоков жидких и газообразных сред с высокими скоростями. Поэтому при одинаковых условных проходах коэффициенты пропускной способ-

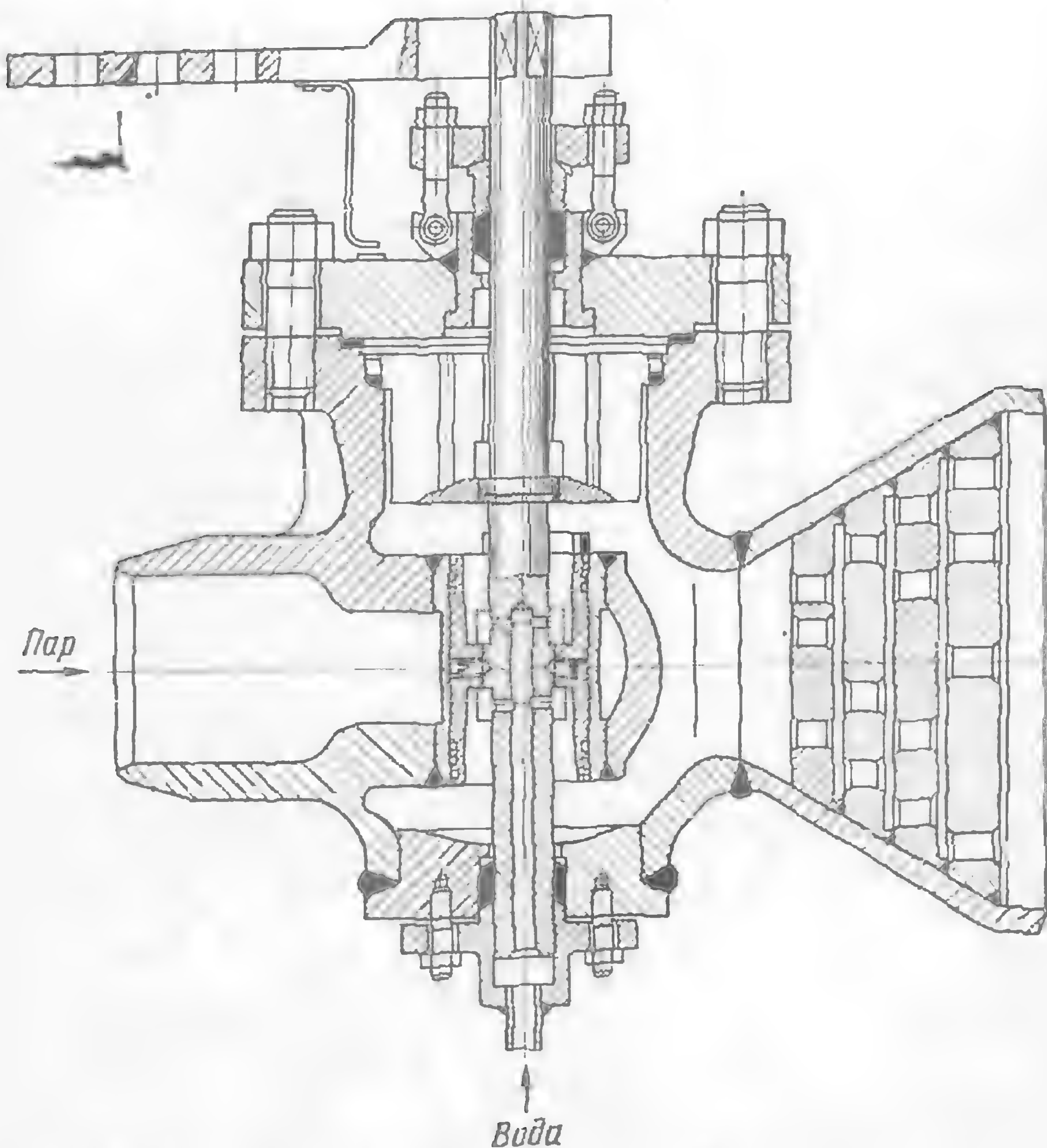


Рис. 5-30. Дроссельный клапан РОУ конструкции ОРГРЭС.

ности клапанов фирмы Линкольн выше традиционных. Клапаны, выпускаемые фирмой, обычно оснащаются гидроприводами. Особенностью описываемой конструкции клапана является то, что в одном корпусе размещены паровой дроссельный клапан и клапан впрыска с автономным гидроприводом. Охлаждающая вода через подводящий патрубок подается на плунжер клапана впрыска и через радиальные отверстия в седле парового клапана поступает в поток пара, движущийся с высокой скоростью. Этим обеспечивается эффективное распыление охлаждающей воды во всем диапазоне изменения нагрузок. Гидропривод клапана впрыска находится под воздействием регулятора температуры, а шток клапана дифференциально соединен со штоком парового

клапана, так что любое изменение в расходе пара автоматически и одновременно влечет за собой почти пропорциональное изменение расхода воды. Это значительно повышает устойчивость регулирующей системы и позволяет регулировать температуру пара с высокой степенью точности.

К клапану присоединен на фланцах трехходовой противоточный пароохладитель, в котором расширение пара и испарение воды происходят в последовательно включенных концентрических кожухах, после чего пар поступает в магистральный трубопровод.

К комбинированным конструкциям, подобным клапану фирмы Линкольн, относится и двухседельный дроссельно-охладительный клапан шведской фирмы Келле, в одном рабочем органе которого совмещено регулирование расхода пара и охлаждающей воды (рис. 5-32). Как видно, в клапане используется принцип организации впрыска воды через каналы в штоке. Такие клапаны целесообразно применять там, где предъявляются повышенные требования к точности регу-

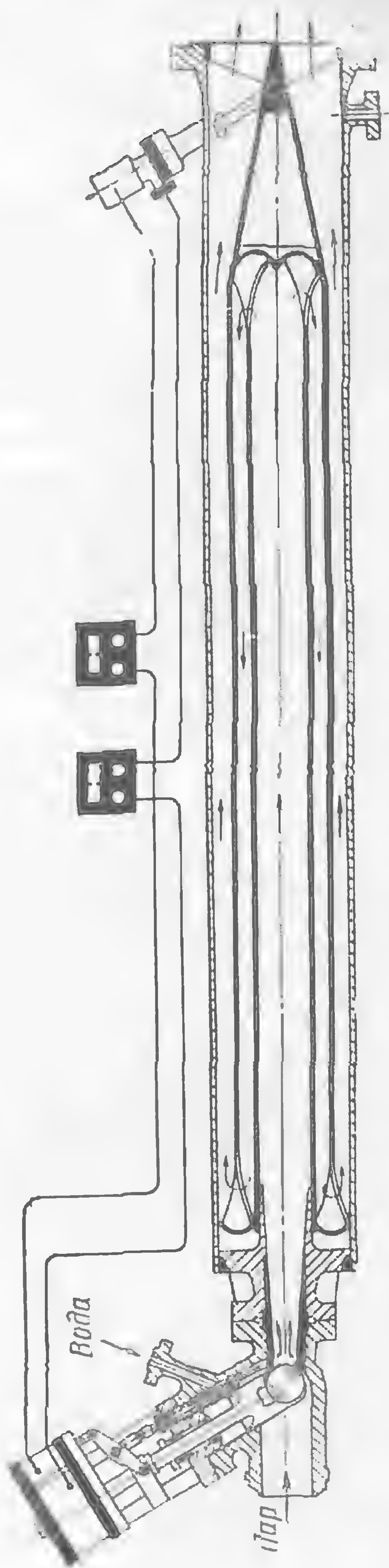


Рис. 5-31. Дроссельно-охладительный клапан фирмы Линкольн (Англия).

лирования температуры пара в сбросном трубопроводе.

В последние годы зарубежные арматуростроительные фирмы большое внимание уделяют разработке устройств, совмещающих наиболее важные функции, которые обусловливают надежность работы энергоустановок, например регулирующие и предохранительные функции. Эти устройства обязаны своим появлением в первую очередь принятым для АЭС и некоторых ТЭС схемно-компоновочным решениям. Решающую роль в конструкции этих устройств играет такая компоновка клапана, которая позволяет сохранить простоту и надежность режима работы, которые имеют место при раздельном исполнении устройств. Комбинированные предохранительно - перепускные установки ПБРОУ, заменяющие предохранительный клапан и БРОУ, показали в эксплуатации хорошие результаты на ряде зарубежных блоков [Л. 84].

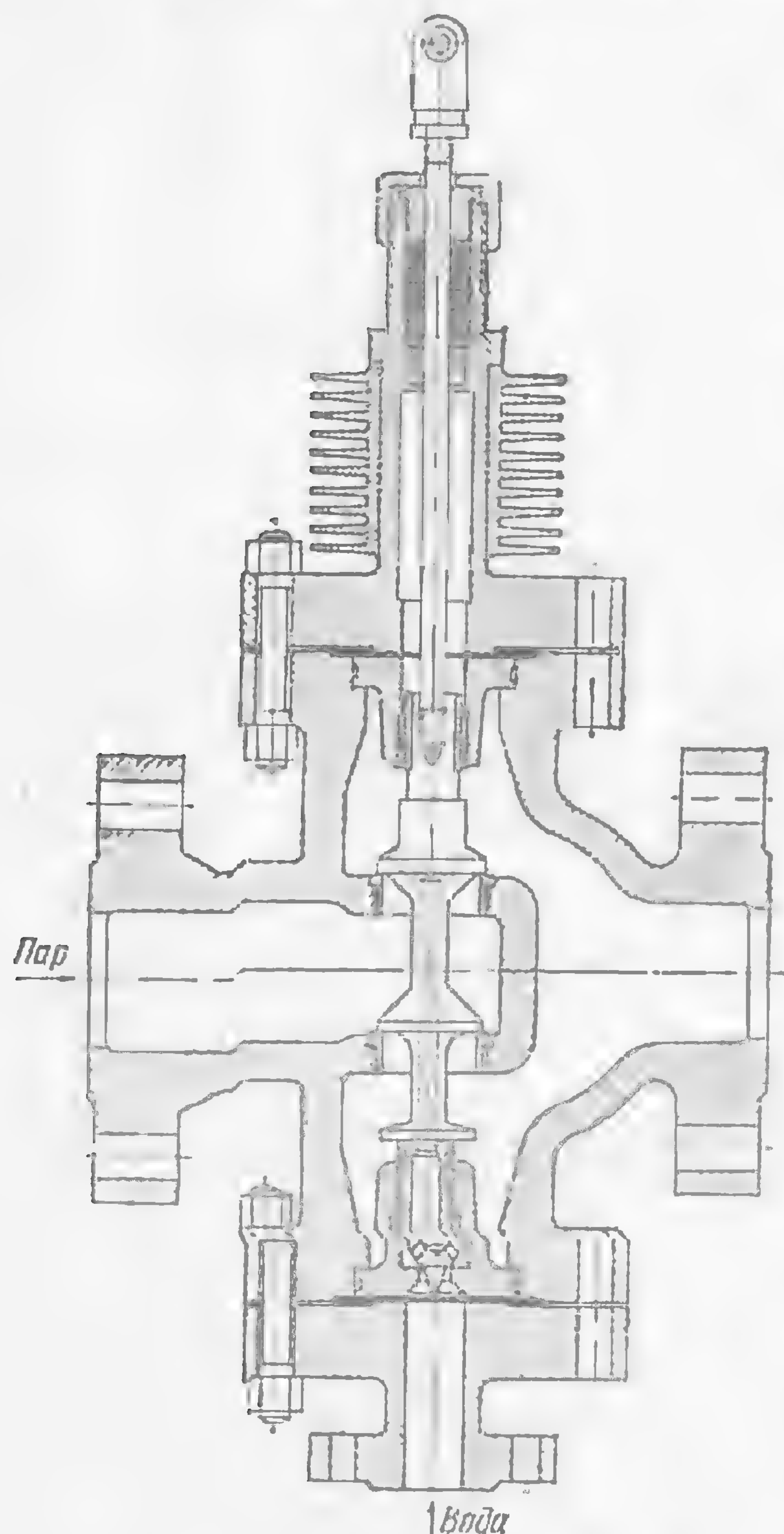


Рис. 5-32. Комбинированный дроссельно-охладительный клапан фирмы Келле (Швеция).

В основу установок такого типа, поставляемых фирмой Цикеш, была положена конструкция дроссельно-охладительного клапана с впрыском воды через шток. Клапан ПБРОУ этой фирмы с комбинированным приводом, включающим паровой поршневой сервопривод и рычажный с электроисполнительным механизмом, описан в [Л. 21].

Предохранительно-перепускные установки ПБРОУ выпускаются и фирмой Шнур (ФРГ). В [Л. 84, 94] описываются конструкция дроссельного двухседельного клапана этой фирмы и принципиальная схема его включения.

Конструкция предохранительной БРОУ фирмы Сименс вместе со вспомогательным дроссельным клапаном, служащим для установления скорости открытия клапана ПБРОУ в режиме подрыва, описана в [Л. 95].

Следует отметить, что тенденция использования комбинированных клапанов для энергоустановок получает дальнейшее расширение и развитие. Такие клапаны позволяют сократить число устанавливаемой арматуры, упростить компоновки. Последнее имеет особое значение для установок крупной единичной мощности, в которых используются трубопроводы больших размеров.

5-6. Пароохладители

Регулирование температуры пара в котлоагрегатах впрыском осуществляется в специальных устройствах — пароохладителях. Вместе с дроссельными клапанами они составляют основное оборудование редукционно-охладительных установок РОУ и БРОУ, служащих для снижения рабочих параметров пара. Впрыскивающие пароохладители, устанавливаемые между ступенями пароперегревателя, выполняют роль регуляторов температуры перегретого пара.

Работа пароохладителя заключается во впрыскивании в поток пара определенного количества охлаждающей воды, которая испаряется за счет тепла, отбираемого от пара. Испарение воды сопровождается снижением температуры пара на величину, которая зависит от количества впрыскиваемой воды и ее температуры. Регулирование расхода воды производится с помощью клапана впрыска, а импульсом для регулирования является отклонение температуры пара за охладителем от заданного ее значения.

Основным требованием, которому должны удовлетворять пароохладители, является испарение всей впрыскиваемой воды на небольшом участке трубопровода до поступления пара к потребителю или в последующую поверхность пароперегревательного тракта. Охлаждение пара и при низких расходах должно происходить без

выноса излишней влаги. Длина испарительного участка определяется скоростью испарения, которая в свою очередь зависит от величины теплового потока и от поверхности, на которой происходит испарение. При постоянной величине теплового потока скорость испарения прямо пропорциональна общей поверхности испарения. Для получения возможно большей поверхности непосредственного соприкосновения пара с *испаряющейся водой* она, как правило, вводится в охладитель не в виде сплошного потока, а в распыленном состоянии, которое достигается с помощью специальных распылителей.

Величина общей поверхности единицы распыленной массы зависит от величины капель. Как видно из графика на рис. 5-33, чем меньше капли, тем больше общая поверхность капель [Л. 97]. График построен с допущением, что все капли одинаковые и каждая имеет форму шара. В действительности поток распыленной жидкости состоит из капель разной величины и формы. Величина капель характеризует качество распыления жидкости, которое зависит от конструкции распылителя и ряда других факторов.

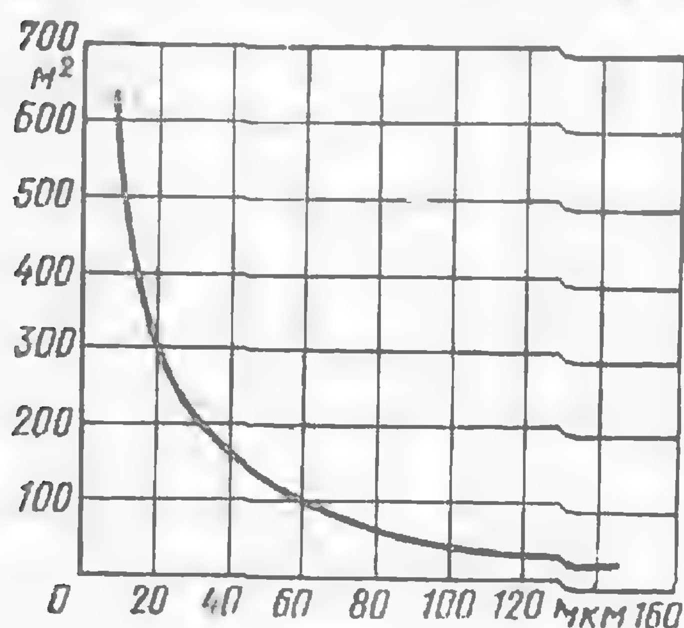


Рис. 5-33. Зависимость общей поверхности испарения 1 кг воды от диаметра капель.

При невысоком качестве распыления преобладают капли больших размеров. В этом случае они не успевают испаряться, выпадают в пароохладителе и отводятся в дренаж. При таком распылении в пароохладитель необходимо подводить воду с некоторым избытком, определяемым экспериментально.

Количество охлаждающей воды на 1 кг первичного пара определяется из уравнения [Л. 12]

$$\frac{G_в}{G_п} = \frac{i_1 - i_2}{i'_2 - i_в + \varphi (i_2 - i'_2)}, \qquad (5\text{-}1)$$

где i_1 и i_2 — энтальпия первичного и вторичного пара; i'_2 — энтальпия кипящей воды при давлении вторичного пара; $i_в$ — энтальпия охлаждающей воды; $\varphi = 1 - K$, где $K = 0{,}3 \div 0{,}35$ — коэффициент, учитывающий долю воды, которая не испаряется в охладителе, а сливается в дренажную систему станции.

В случае полного испарения охлаждающей воды ($\varphi=1$)

$$G_в/G_п=(i_1-i_2)/(i_2-i_в).$$

Распылитель предназначен для распыливания струи жидкости на большое количество капель и распределение этих капель в пространстве. Для распыливания воды используется либо ее кинетическая энергия, либо кинетическая энергия пара.

По принципу действия различают распылители струйного и центробежного типов. Из-за простоты исполнения наиболее часто в охладителях применяются струйные распылители с цилиндрическими соплами, выполненными, например, в виде отверстий в корпусе распылителя. Жидкость выходит из сопл сплошными струями. Угол распыления каждой струи колеблется в пределах 10—15°. Участок, на котором происходит распад и распыление струй жидкости, сравнительно отдален от выходных отверстий распылителя, что обусловливает необходимость большого впрыскивающего пространства охладителя.

Качество распыливания (мелкость) зависит от устройства струйного распылителя и условий его работы. Установлено, что при увеличении скорости истечения жидкости или перепада давления на распылителе размеры капель уменьшаются. При этом они делаются более однородными по размерам. Однако величину перепада давления рекомендуется ограничивать пределами 8—12 кгс/см^2, так как при больших значениях качество распыления существенно не улучшается.

Увеличение диаметра соплового отверстия d_0 (при постоянном перепаде давления на распылителе) ведет к возрастанию размеров капель $d_к$, причем $d_к \equiv d_0^{0,3}$ [Л. 52]. Диаметры сопл следует принимать от 0,8 до 2,0 мм. Сопла меньшего диаметра чувствительны к забиванию их посторонними твердыми частицами. При диаметрах более 2 мм сопла не обеспечивают достаточного распыления даже при больших перепадах давления. Со стороны входа в отверстие сопла для уменьшения отрыва жидкости от стенок кромки скашивают или закругляют.

С увеличением отношения длины отверстия l к его диаметру d_0 размер капель уменьшается, но незначительно.

При этом оптимальным соотношением размеров считается $(l/d_0)_{опт}=4$ [Л. 97]. Величину коэффициента расхода рекомендуется принимать в зависимости от отношения l/d_0 [Л. 96]:

l/d_0	0,5—1,0;	2—3
μ	0,60—0,75;	0,75—0,85

Особенно сильно сказывается на размерах капель скорость потока пара. При обтекании струи соосным паровым потоком (истечение жидкости вдоль оси потока или против) с возрастанием относительной скорости капель размеры их уменьшаются. При распыливании с распадом струи в поперечном потоке пара диаметр образующихся капель уменьшается с возрастанием скорости потока пара в месте взаимодействия его со струей. Образование капель конечных размеров происходит уже на небольшом участке после встречи потока пара со струей охлаждающей жидкости.

Размеры капель практически не зависят от плотности газообразной среды, окружающей струю жидкости, но несколько уменьшаются с увеличением вязкости среды.

Характер воздействия рассмотренных выше факторов на качество распыливания в центробежных распылителях будет в основном таким же, как и в струйных [Л. 97]. В центробежном распылителе жидкость перед выходным отверстием сопла приобретает интенсивное вращение в камере закручивания, куда она поступает через тангенциальные каналы. При выходе из сопла жидкость образует полый конус из утончающейся пленки. Эта пленка быстро теряет устойчивость и распадается на капли. Такие распылители при перепаде давления больше 1 кгс/см² обеспечивают хороший распыл воды [Л. 98]. Гидравлический расчет центробежных распылителей различных типов подробно изложен в [Л. 97].

В разнообразных конструкциях впрыскивающих пароохладителей наряду со струйными и центробежными распылителями применяются и распылители смешанного действия. Конструкции впрыскивающих пароохладителей, использующих паровое распыливание, основываются на зависимости эффективности распыливания от отношения скоростей потока пара и струи жидкости.

При распыливании водяной струи перегретым паром распад ее на капли является результатом динамического взаимодействия струи с потоком пара, обладающим большой кинетической энергией. Во всех случаях ввода струи воды в поток пара происходит нагрев струи, обдуваемой и эжектируемой высокоскоростным потоком пара. При высокой интенсивности теплообмена, достигающей величины 10^5 Вт/(м^2·К) [Л. 52], струя на участке в несколько миллиметров прогревается до температуры насыщения, дальнейший процесс распыливания и испарения воды протекает при температуре насыщения.

В конструкциях пароохладителей ВАЗ [Л. 72] впрыск и распыливание охлаждающей воды производятся с помощью центробежных форсунок, располагаемых в зависимости от диаметра пароохладителя под углом или перпендикулярно к его оси. Пароохладители РОУ снабжены дроссельными решетками, что позволяет осуществлять в них частичное дросселирование пара и тем самым снижать степень его расширения в трубопроводе низкого давления. Одновременно эти решетки фактически являются шумоглушителями, так как снижают уровень шума при расширении пара в РОУ или БРОУ. Проходное сечение каждой из них обычно рассчитывается на максимальный пропуск пара через РОУ при критическом перепаде давления на решетке. Основными достоинствами этих пароохладителей являются простота впрыскивающих устройств и удовлетворительное качество распыления. Однако при малых нагрузках в подобных конструкциях охлаждение пара без заброса воды становится затруднительным.

Основным путем повышения эффективности работы пароохладителей является увеличение относительной скорости пара на участке впрыска. Значительное увеличение скорости пара достигается, например, в пароохладителях типа трубы Вентури, длина испарительного участка которых в несколько раз меньше, чем в охладителях с простым впрыскивающим устройством. При этом среди различных способов распыления в пароохладителях типа трубы Вентури наилучшими характеристиками обладают охладители с впрыском в узкое сечение трубы через выполненные в ней круглые отверстия. Тепловой и гидравлический расчеты пароохладителей этого типа, а также рекомендации по их конструированию приведены в [Л. 52].

В пароохладителе РОУ конструкции ОРГРЭС (рис. 5-34) впрыскивающее устройство встроено в дроссельную решетку [Л. 93]. Само устройство, установленное в центре решетки, состоит из двух сопл, размещенных в кольцевой камере. Внутрь сопл подается вода из камеры по восьми каналам, просверленным в сопле

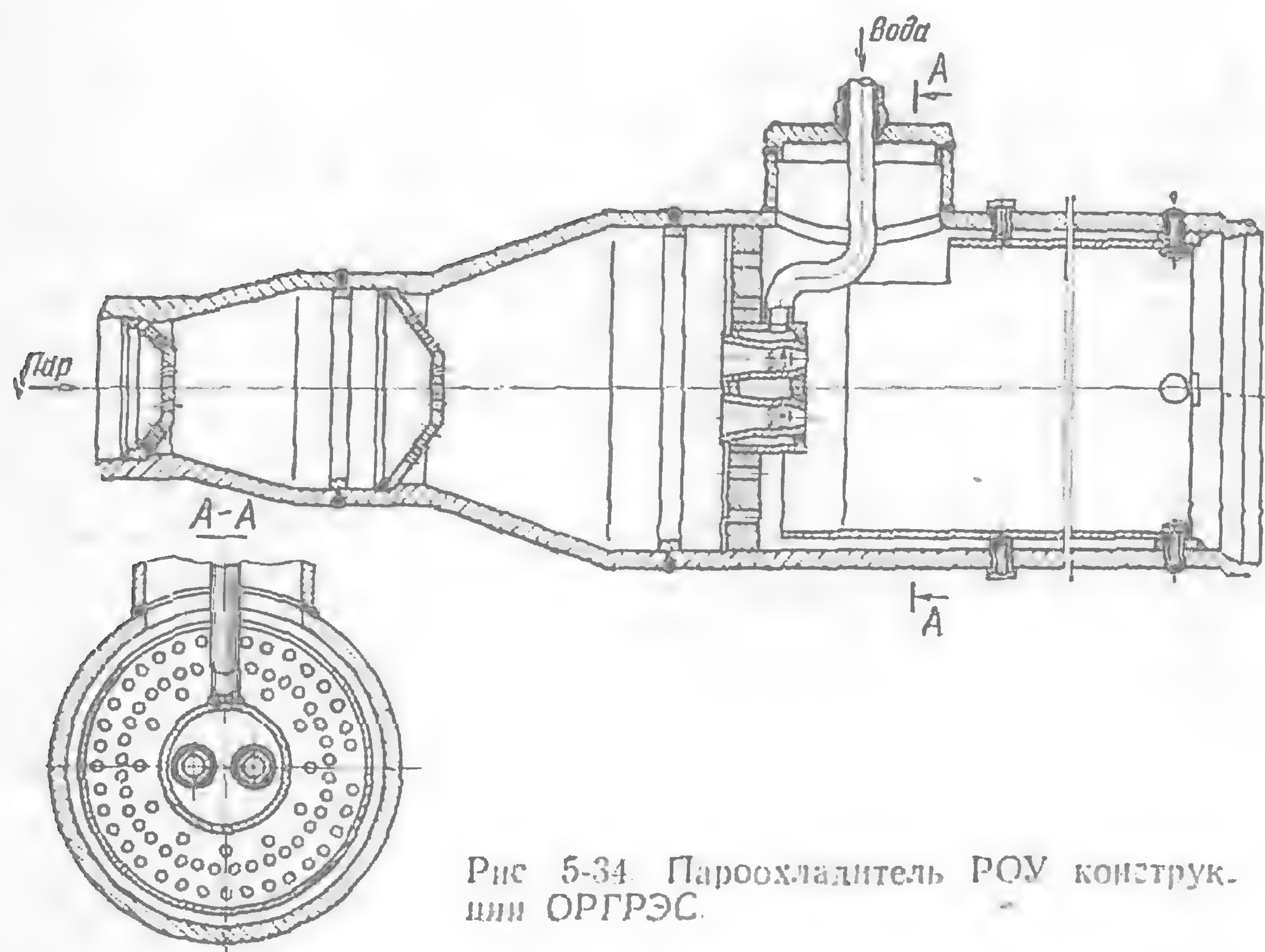


Рис 5-34. Пароохладитель РОУ конструкции ОРГРЭС.

перпендикулярно его оси и тангенциально к внутреннему диаметру. При такой организации впрыска располагаемая энергия воды в сочетании с энергией потока пара используется для эффективного распыления воды и ее испарения в объеме охладителя.

Для надлежащего качества распыления при малых нагрузках по пару существует способ распыления при помощи эжектора, работающего на остром паре (рис. 5-35). Нагрев паром распыляемой воды способствует более быстрому ее испарению в основном потоке пара.

Этот принцип использован в пароохладителях фирмы Мазнака. В конструкции на рис. 5-36,*а* для распыления воды использована центральная вставка в виде трубы Вентури, одновременно служащая эжектором.

В конструкции на рис. 5-36,б для улучшения качества распыления воды применен центробежный завихритель, по центральному каналу которого подается эжектирующий пар. Указанные пароохладители выпускаются типоразмерами от $D_у$ 50 до $D_у$ 750.

Более эффективными устройствами для охлаждения пара считаются дроссельно-охладительные клапаны. В отличие от обычных пароохладителей с раздельным и последовательным снижением давления и температуры эти процессы в них совмещены. Характер их протекания можно определить по i, s-диаграмме [Л. 99]. Кривая $АБ$ на рис. 5-37,а показывает снижение давления в дроссельном клапане. Согласно уравнению (2-37) полная энергия пара, протекающего через дросселирующее сечение клапана, примерно постоянна и равна сумме его энтальпии и кинетической энергии, т. е. состояние пара в процессе дросселирования зависит от скорости потока. После дросселирования энтальпия пара на выходе остается практически равной начальной (точка $Б$). Последующее снижение температуры пара за счет впрыска воды в пароохладитель происходит при постоянном давлении (кривая $БВ$).

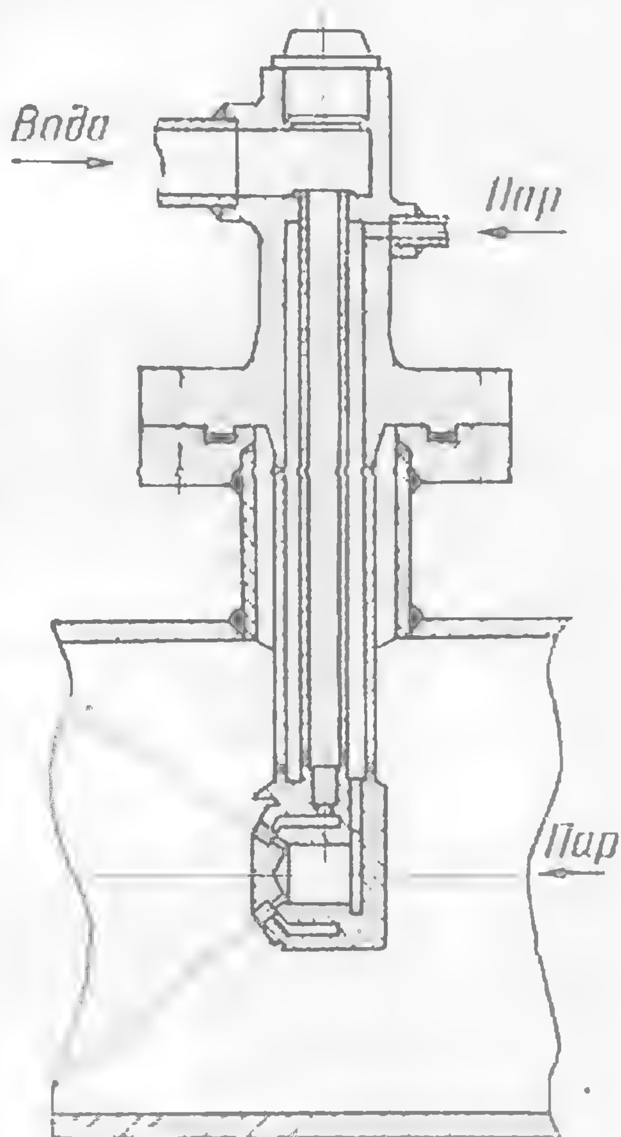
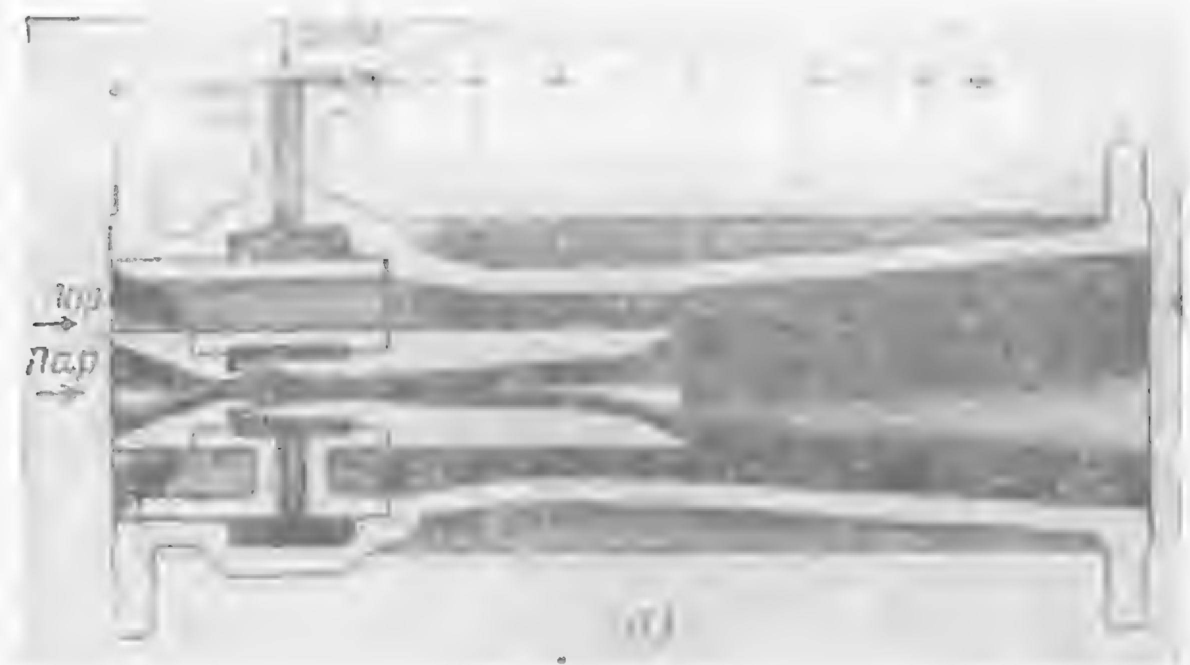


Рис 5-35. Паровой распылитель конструкции фирмы Мазнака

Достоинством одновременного снижения давления и температуры является использование кинетической энергии дросселируемого потока для распыления впрыскиваемой воды и ее перемешивания с перегретым паром. В дроссельно-охладительном клапане вода впрыскивается на участке минимального (критического) сечения. Высокая скорость и резкое ускорение пара в седле клапана зависят от параметров пара до и после клапана, от размеров седла и плунжера, а также от степени открытия клапана. Коэффициенты скорости при проходе



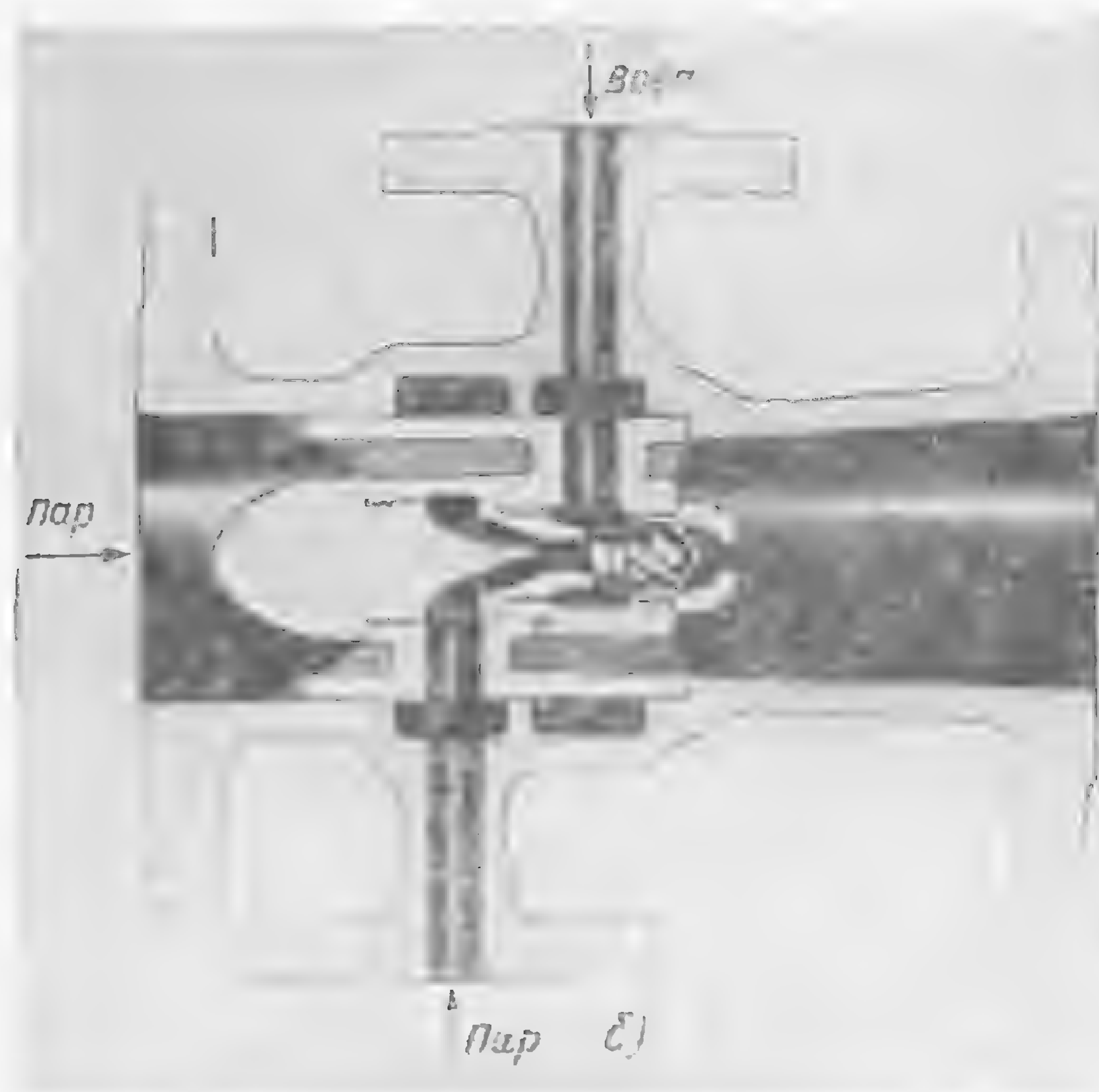


Рис. 5-36. Пароохладители с паровым распыливанием фирмы Маэнака.
а — с трубой Вентури; *б* — с завихрителем

через седло с пробочным плунжером остаются практически постоянными во всем диапазоне нагрузок. Охлаждающая вода, поступающая в пар, на участке дроссельного канала длиной 10—20 мм подвергается воздействию парового потока, достигающего скорости несколь-

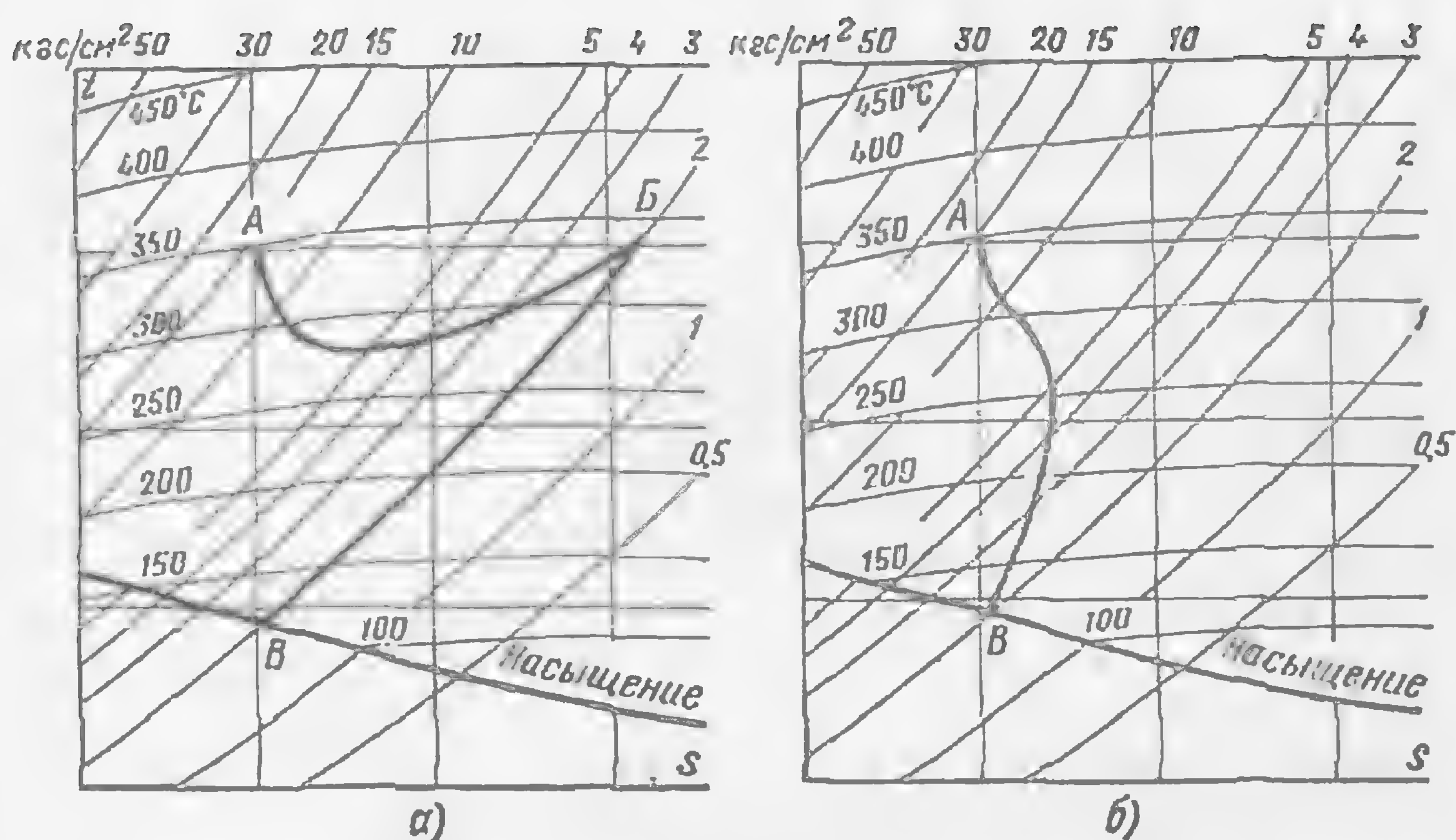


Рис. 5-37. Процессы снижения давления и температуры в i, s-диаграмме.

а — при раздельных процессах; *б* — при совмещенных процессах

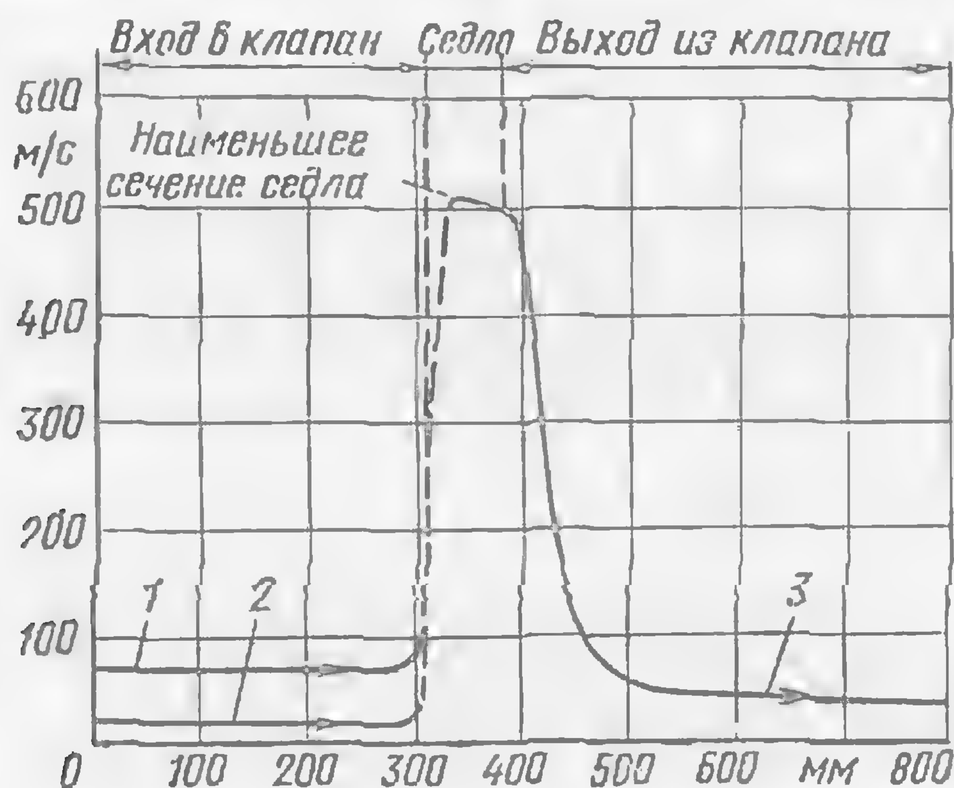


Рис 5-38. Скорости пара и воды в дроссельно охладительном клапане при критическом перепаде давления

1 — острый пар *2* — охлаждающая вода *3* — дросселированный и охлажденный пар

ких сотен метров в секунду (рис. 5-38) За счет разности скоростей пара и воды, которая велика уже в месте ввода и возрастает дальше вплоть до минимального сечения, охлаждающая вода разбивается на мельчайшие частицы без большой затраты энергии воды.

Характер протекания процесса одновременного дросселирования и охлаждения меняется (кривая AB на рис. 5-37,*б*). В момент впрыска энтальпия пара имеет самый низкий уровень, так как кинетическая энергия потока достигла максимального значения. При наступающем после этого снижении скорости пароводяной смеси тепло пара расходуется на нагрев капелек воды и, таким образом, испарение воды предотвращает возможное повышение температуры пара.

Благоприятные условия для практически безынерционного охлаждения сохраняются во всем диапазоне нагрузок, поскольку соотношения скоростей в дроссельной части клапана, определяющие протекание процесса, не зависят от расхода и остаются постоянными даже при самых малых нагрузках. Тем самым обеспечивается надежное и быстрое снижение температуры перегретого пара при внезапных и больших изменениях его расхода. Для сокращения длины участка испарения, изменяющегося в зависимости от нагрузки, устанавливают лабиринтные устройства, состоящие, например, из дырчатых решеток.

Следует отметить, что для предотвращения заброса избыточного количества охлаждающей воды в дроссельно-охладительный клапан соотношения между количеством охлаждаемого пара $G_п$ и количеством подводимой охлаждающей воды $G_в$ не должны превышать некоторых предельных значений, установленных предварительно опытным путем [Л. 32]. Исследование процессов в клапане фирмы Сименс (см. рис. 5-27) показало, что эти соотношения в основном соответствуют выработанным практикой требованиям.

Отношение расходов $G_в/G_п$ находится из уравнения смешения

$$G_п i_1 + G_в i_в = Q + (G_в + G_п) i_2, \qquad (5\text{-}2)$$

где i_1, i_2, $i_в$ — соответственно энтальпия пара на входе в клапан, на выходе из него и энтальпия воды; Q — тепловые потери клапана в окружающую среду. Из уравнения (5-2) определяется i_2:

$$i_2 = \frac{G_п}{G_п + G_в} i_1 + \frac{G_в}{G_п + G_в} i_в - \frac{Q}{G_п + G_в}. \qquad (5\text{-}3)$$

Потери тепла при дросселировании неохлаждаемого водой пара считают примерно равными разности тепло-

содержаний $i_1—i_2$, что по величине составляет около 1% i_2. Замена в уравнении (5-3) $Q/(G_п+G_в)$ на $Q/G_п$ дает небольшую погрешность. Введем относительное количество пара $x=G_п/(G_п+G_в)$, а относительное количество воды $1—x=G_в/(G_п+G_в)$. После таких замен выражение (5-3) приобретает вид:

$$i_2=i_в+x(i_1-i_в)-Q/G_п. \qquad (5\text{-}4)$$

На графике рис. 5-39 шкала $x=1/[(G_в/G_п)+1]$ используется наряду с основной шкалой оси абсцисс. Для примера на рисунке нанесены графики изменения i_2 для двух различных энтальпий пара на входе: $1 — i_1=$ $=770$ ккал/кг ($3{,}22\cdot10^6$ Дж/кг) и $2—i_1=700$ ккал/кг ($2{,}92\cdot10^6$ Дж/кг). Сплошные линии соответствуют процессам без тепловых потерь ($Q/G_п=0$), штриховые — процессам с тепловыми потерями. Если уравнение (5-2) решить относительно $G_в/G_п$, оно принимает вид:

$$\frac{G_в}{G_п}=\frac{i_1-i_2-Q/G_п}{i_2-i_в} \qquad (5\text{-}5)$$

и в координатах $G_в/G_п$ и i_2 описывается множеством кривых с параметром i_1. Более удобно уравнение (5-3) представлять графиком в виде пучка прямых (рис. 5-39). В этом случае легко установить требуемую пропорцию между расходами пара и воды, если известны параметры пара перед клапаном и за ним и температура воды. Отношение $G_в/G_п$, при котором в потоке пара появляется избыток воды, считается предельным и обозначается $(G_в/G_п)_{пред}$.

Для сохранения определенных значений времени и длины участка испарения при увеличивающейся добавке воды, т. е. при возрастании отношения $G_в/G_п$, скорость пара должна

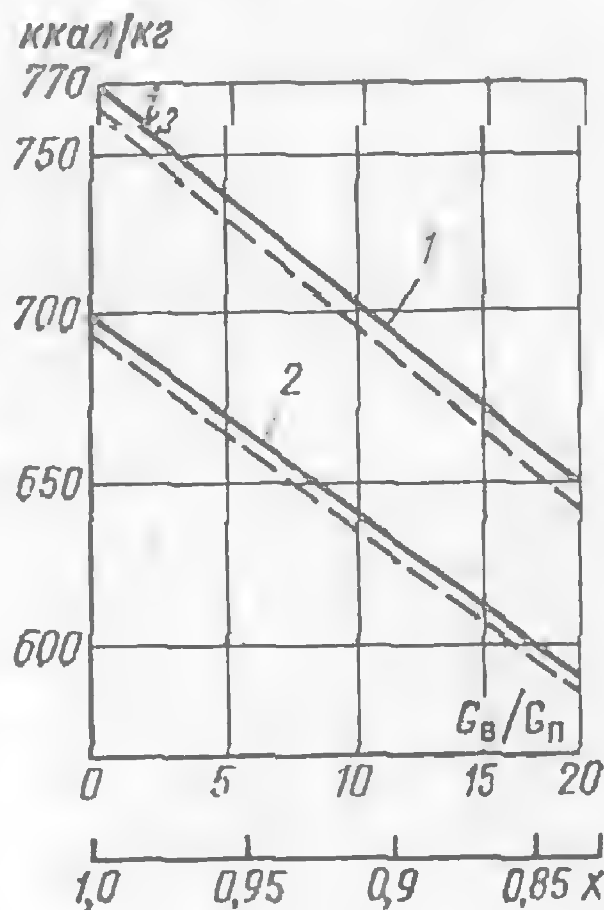


Рис. 5-39. Зависимость энтальпии дросселированного и охлажденного пара i_2 от соотношения расходов охлаждающей воды и перегретого пара ($Q/G_п$ — тепловые потери, $t_в=$ $=20$ °С).

1 — $Q/G_п=0$ (сплошная линия) и $Q/G_п=$ $=6$ ккал/кг (штриховая линия); 2 — $Q/G_п=$ $=0$ (сплошная линия) и $Q/G_п=5$ ккал/кг (штриховая линия).

также увеличиваться, причем так, чтобы при распылении средний диаметр капель $d_к$ не изменялся. Эта качественная зависимость показана на рис. 5-40. Поскольку при конкретных начальных параметрах пара скорость его в минимальном сечении не может стать больше $W_{кр}$,

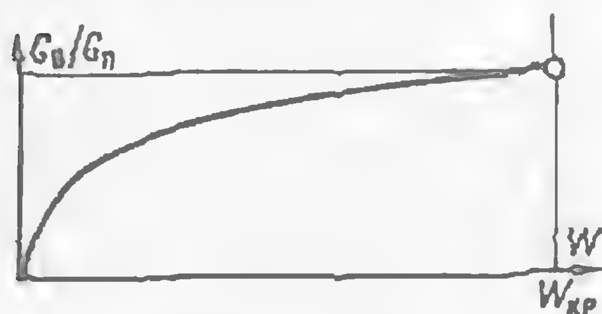


Рис. 5-40. Зависимость расходов воды и пара от скорости пара в минимальном сечении прохода при сохранении постоянного размера капель воды

то величина $G_в/G_п$ имеет предел, при котором определенный размер капель $d_к$ не должен быть превышен.

С увеличением начального давления и плотности пара при одной и той же скорости в минимальном сечении W допустимые добавки воды $(G_в/G_п)_{пред}$ возрастают. Из рис. 5-41 видно, что пучок кривых в области высоких

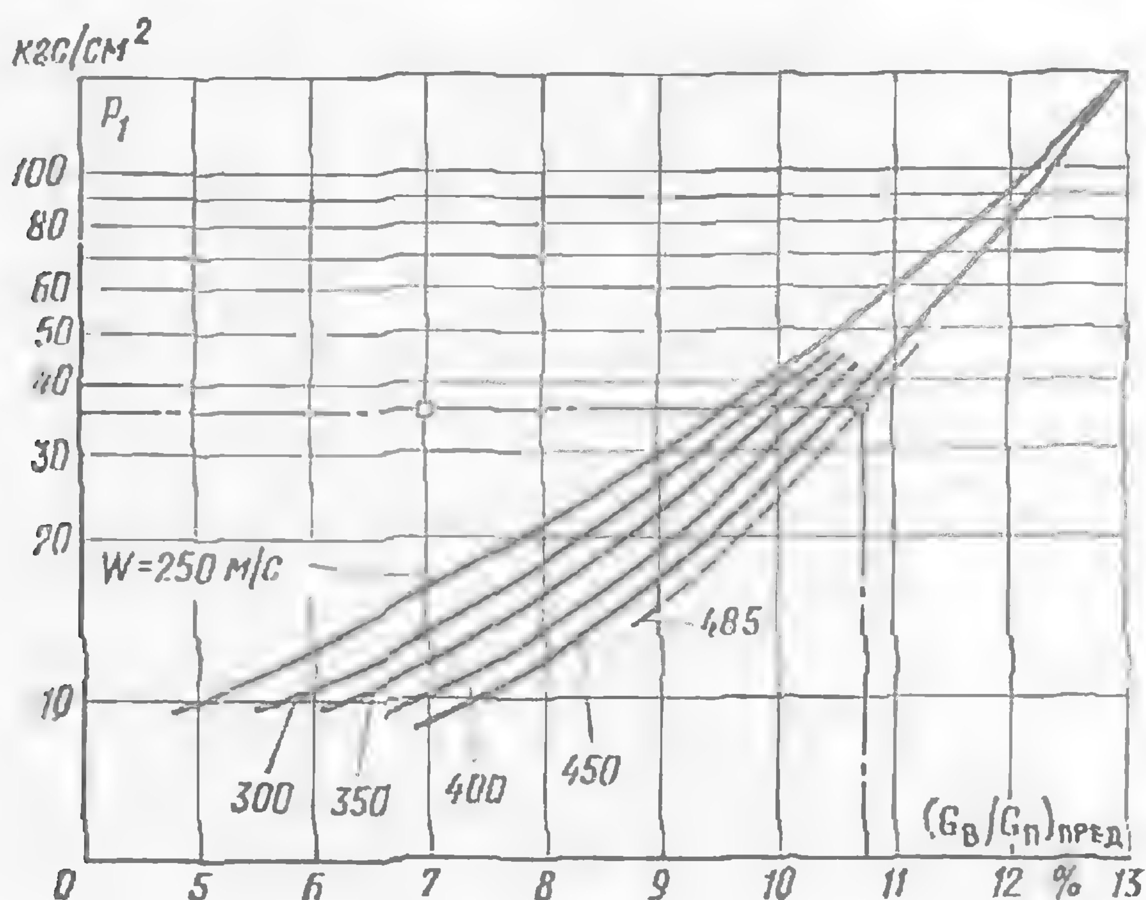


Рис. 5-41. Зависимость предельного отношения расходов воды и пара $(G_в/G_п)_{пред}$ от давления перед клапаном p_1 и скорости пара в минимальном сечении прохода.

начальных давлений и высоких значений $(G_в/G_п)_{пред}$ асимптотически сходится. Начиная с давления 100 кгс/см² скорость пара практически не оказывает влияния на распыление и испарение воды. Именно поэтому в паропроводах высокого давления (100 кгс/см²

и выше) пар охлаждается с помощью простейших распылителей.

В качестве примера пользования графиком на рис. 5-41 рассмотрим работу дроссельно-охладительного клапана, предназначенного для дросселирования пара с параметрами $p=35$ кгс/см² и $t=425$ °С до $p=13,5$ кгс/см². При расходе около 7 т/ч и таком отношении давлений скорость в минимальном сечении клапана становится критической и достигает 485 м/с. При охлаждении пара до 320 °С в нормальном режиме необходим расход воды в количестве 7% расхода пара. Из рис. 5-41 видно, что при давлении $p_1=35$ кгс/см² и скорости $W=485$ м/с максимальная добавка воды, при которой можно не опасаться попадания капель воды на стенки клапана, составит 10,6% расхода пара.

Следует отметить, что найденные соотношения воды и пара (рис. 5-41) получены на клапане конструкции фирмы Сименс с распылением воды, подводимой практически без напора через сверления в седле. Подвод воды в седле в виде кольцевого зазора, изменение угла между векторами скорости пара и воды, увеличение перепада давления и, следовательно, скорости воды при впрыске воды в пар не только увеличивают гарантию от заброса избытка воды, но и расширяют область применения дроссельно-охладительных клапанов для особенно глубокого снижения температуры пара.

Совмещение процессов дросселирования и охлаждения в одном клапане позволяет уменьшить объем, занимаемый редукционно-охладительной установкой примерно в 4 раза по сравнению с обычной установкой, состоящей из дроссельного клапана и пароохладителя.

5-7. Шум и вибрация в дроссельно-регулирующей арматуре

В процессе дросселирования потока рабочей среды его энергия многократно преобразуется. Так, в дросселирующем сечении поток ускоряется за счет перехода энергии давления в кинетическую энергию, которая затем частично преобразуется в давление (восстановление давления), частично переходит в тепловую энергию турбулентного движения. Динамичность потока обусловливает появление переменных усилий на элементах проточной части арматуры. При значительных перепадах дав-

ления и большой пропускной способности арматуры явления, сопровождающие процесс дросселирования, становятся ощутимыми и проявляются в первую очередь в виде шума и вибрации.

Применяемые в энергетике и других отраслях промышленности дроссельные клапаны в основном незначительно отличаются друг от друга по шумовым характеристикам. Особенно большой уровень шума возникает при работе клапанов РОУ и БРОУ. Так, на одной из станций ФРГ при работе двух РОУ с пропускной способностью по 50 т/ч, дросселирующих среду с 73 до 2 кгс/см^2, уровень шума на расстоянии 1 м от клапанов составлял 106 дБ [Л. 100]. Шум и вибрация характерны также для клапанов разгрузочных линий питательных насосов, клапанов продувки и т. д., а иногда и арматуры питания и впрысков. Для последних резкое повышение уровня шума обычно наблюдается при работе арматуры в кавитационном режиме.

Высокий уровень шума при работе арматуры свидетельствует о неудовлетворительной организации процесса дросселирования и является косвенным показателям недостаточной надежности и пониженного ресурса арматуры.

Источниками шума являются колебательные процессы в узлах и деталях арматуры, которые испытывают переменные усилия от гидродинамического воздействия потока среды. В клапанах могут появиться опасные резонансные колебания отдельных деталей и узлов, если собственная частота колебаний близка к частоте вынужденных колебаний при истечении потока.

Шум при течении пара и воды в трубопроводах и арматуре представляет собой сложный спектр, составленный из звуков различной частоты и громкости. Неблагоприятное воздействие шума определяется продолжительностью его действия, а также высотой уровня шума и частот шумового спектра. При прочих равных условиях для организма человека считается менее вредным высокий уровень шума, чем высокая частота шумового спектра, так как в диапазоне пониженных частот восприятие звука значительно слабее, чем, например, при частоте 1000 Гц.

Максимальный уровень шума чаще всего объясняется шумом от движения паровых или газовых струй, движущихся с высокими скоростями. При отношении дав-

лений на дроссельном органе $\beta \leqslant \beta_{кр}$ выходящая струя может двигаться со звуковой и даже сверхзвуковой скоростью, что способствует особенно интенсивному возникновению шума. При этом к шуму от движения струй прибавляется шум, производимый ударными волнами. Его уровень *зависит от того, насколько сниженное* в дроссельном органе давление отличается от противодавления, т. е. в какой степени имеет место перерасширение или дорасширение струи. Дополнительная звуковая мощность, выделяемая при течении струй со скачками уплотнения и разрежения, пока не поддается предварительному расчету. Кроме повышения общего уровня шума, ударные волны изменяют его спектр. Предварительное вычисление шумового спектра также затруднено.

Шум от движения струй распространяется не сферически, а преимущественно конусообразно с углом наклона около 30—60° к оси потока, причем более высоким *частотам соответствуют большие значения углов.* Поэтому в случаях истечения пара или газа в атмосферу струи обычно направляют вертикально вверх, как это происходит в большинстве предохранительных клапанов, применяемых на электростанциях.

Меры по снижению шума во многом зависят от назначения и конструкции редукционной установки (дроссельного клапана), в частности, от того, происходит ли истечение в атмосферу или пар (газ) после дросселирования остается в установке и трубопроводе [Л. 101, 102]. Установлено, что частотные составляющие шума при течении струи пара (газа) описываются уравнением

$$f = c\frac{W}{D}\sqrt{\frac{T}{T_c}},$$

где c — коэффициент; D — характеристический размер струи; T — абсолютная температура среды вне струи; T_c — абсолютная температура среды в струе.

Наиболее эффективное снижение шума достигается уменьшением перепада давления на клапане, т. е. ограничением скорости пара, возникающей в дроссельном канале при полной нагрузке и критическом (даже сверхкритическом) перепаде давления. Этого можно достичь, если проходное сечение клапана выполнить настолько большим, чтобы при полном расходе в седле клапана срабатывалось лишь 25% критического перепада.

Иначе, если выходная скорость потока будет ниже скорости звука, то процесс дросселирования произойдет внутри самого дроссельного клапана, а не в трубе за клапаном [Л. 56, 57]. Путем снижения скорости в дроссельном сечении до половины и более скоростной напор пара на выходе из клапана можно уменьшить в 4—5 раз, что существенно снижает шум и вибрации.

При увеличении проходных сечений в клапанах возникающие шумы носят в основном низкочастотный и даже инфразвуковой характер, что более благоприятно для человеческого слуха. Тем не менее низкочастотный шум является нежелательным, поскольку он распространяется в воздухе почти без звукопоглощения и дальнейшее снижение уровня шума представляет большие трудности. В этом смысле большей способностью к звукопоглощению обладают шумы с высокочастотными составляющими.

При смещении спектра шума в сторону высоких частот можно достичь уменьшения шума от струй с помощью более простых и дешевых высокочастотных глу-

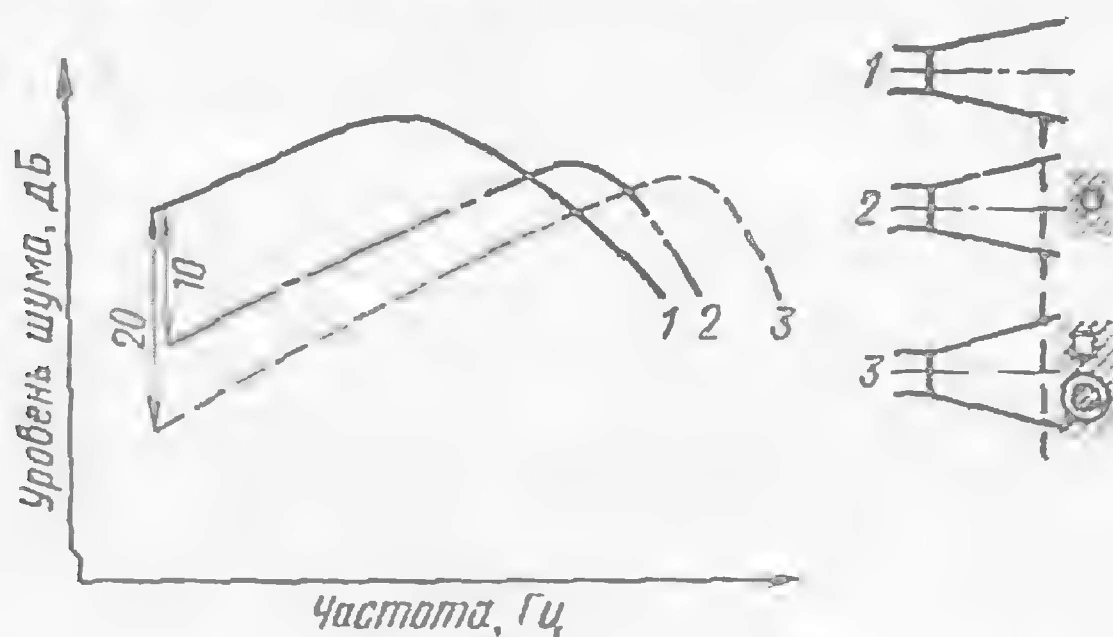


Рис. 5-12. Зависимость уровня низкочастотного шума от изменения звукового спектра.

1 — свободная струя круглого сечения, 2 — струя через дырчатую решетку с круглыми отверстиями, 3 — струя через отверстия прямоугольного или кольцевого сечения

шителей. Такое смещение спектра получается при применении метода дросселирования, когда струя полного поперечного сечения заменяется истечением из множества каналов круглого сечения, что связано также с уменьшением выходной скорости. Для смещения спектра в область высокочастотного шума необходимо, чтобы характеристический размер струи был как можно мень-

ше. На рис. 5-42 показано, что низкочастотные составляющие спектра уменьшаются почти на 10 дБ при течении струи через дырчатую решетку.

Другим путем смещения спектра в область более высоких частот является применение дросселирующих конструкций с каналами кольцевого, прямоугольного и другого сечения равной площади с круглым сечением струи, поскольку их характеристический размер меньше. Дробление дросселируемого потока на отдельные струи является основным способом шумоглушения.

В конструктивном отношении большое распространение получили дроссельные лабиринты, устанавливаемые на выходе из дроссельного клапана и состоящие, например, из нескольких последовательно расположенных дырчатых решеток, обычно с крупными отверстиями (см. рис. 5-30). Поскольку проходное сечение такого дросселя не меняется с изменением расхода, то для обеспечения эффективной работы рекомендуется дроссель рассчитывать таким образом, чтобы при максимальном расходе на него приходилось около 75% перепада давления [Л. 103]. Решетки обеспечивают одновременно дополнительное гашение энергии и заполнение всего сечения трубопровода турбулентным потоком.

Следует отметить, что мероприятия по снижению шума будут достаточно эффективны, если конструкция клапана верна с точки зрения гидродинамики. В приведенном выше примере с РОУ попытки уменьшить шум только с помощью установки дроссельных решеток не привели к удовлетворительному результату. Лишь использование клапана новой конструкции дало возможность уменьшить уровень шума с 106 до 96 дБ.

Для понижения уровня шума энергия струй не должна гаситься на элементах, способных резонировать. В первую очередь к ним относятся дно или стенки корпуса клапана. За клапаном должен быть предусмотрен прямой выходной участок толстостенного трубопровода достаточной длины. Сам трубопровод, в который происходит сброс дросселируемого потока, должен иметь низкочастотную вибрационную характеристику.

Шум может быть заметно снижен путем изоляции участков дросселирования звукоизолирующим материалом, например минеральной ваты толщиной 60—100 мм. Звукоизоляция покрывается листовой сталью толщиной 1,0—1,5 мм. При этом наружное металлическое покрытие

не должно иметь прочного контакта с дроссельным клапаном во избежание возникновения так называемых звуковых мостов [Л. 101].

Меры против вибрации внутренних деталей клапана целиком зависят от жесткости их соединения и конфигурации корпуса клапана, а также соответствующего выбора материалов для повышения прочности деталей.

Глава шестая

ДЕТАЛИ И УЗЛЫ АРМАТУРЫ

6-1. Корпус. Соединение корпуса с крышкой и его элементы

Наиболее напряженной деталью арматуры является корпус, испытывающий в процессе работы воздействие усилий от внутреннего давления и температуры среды, термического расширения трубопроводов и различного рода весовых нагрузок, а также от силы, передаваемой штоком (шпинделем) при полном закрытии затвора. При этих условиях необходимые прочностные и деформационные характеристики корпуса достигаются соответствующим подбором его формы и материала.

Конструкция корпуса во многом определяется технологией его изготовления. Он может быть выполнен в *штампованном* (*сварно-штампованном*), *кованом* (сварно-кованом), литом (сварно-литом) и сварно-ковано-литом исполнениях. Арматура с малыми условными проходами до $D_у50$—$D_у65$ обычно выпускается со штампованными корпусами. Для арматуры высоких параметров за рубежом применяются в основном корпуса, сваренные из кованых и трубных заготовок. Некоторые фирмы, например Окано вэлв, Маэнака, а также отечественные арматуростроительные предприятия выпускают арматуру больших условных проходов, как правило, с литыми корпусами.

Форма корпуса должна обеспечивать по возможности его тепловую эластичность и равномерное распределение напряжений от внутреннего давления среды. В этом отношении оптимальной конструкцией корпуса является симметричное тело вращения без выступающей горловины. Тем не менее (за редким исключением), корпуса

арматуры по своей форме отличаются от тела вращения. Наибольшее распространение получили корпуса проходного и углового типа с цилиндрической горловиной, в которой размещается шток (шпиндель). Среди корпусов проходного типа меньшим гидравлическим сопротивлением обладают корпуса с наклонной горловиной. Сложная форма корпуса затрудняет его расчет, в связи с чем методы расчета носят в основном эмпирический характер. Примером этого подхода к решению может служить *методика, изложенная в [Л. 104]*.

Одним из сопрягаемых элементов корпуса арматуры является крышка, устанавливаемая в его горловине. Конструкция соединения крышки с корпусом должна быть простой в отношении монтажа и демонтажа, обеспечивать надежное уплотнение их соединения и допускать возможность повторного использования уплотнительного элемента.

В конструкциях энергетической арматуры применяются в основном два типа соединения крышки с корпусом: шпилечное фланцевое и самоуплотняющееся дифференциального типа. С переходом энергетики на высокие и сверхкритические параметры среды выявилась ненадежность первого типа соединения, связанная с потерей его герметичности вследствие релаксаций шпилек и неравномерного распределения температур в крышке и корпусе при нагреве или расхолаживании арматуры. Поэтому этот тип соединения применяется для работы арматуры при низких и средних параметрах. Самоуплотняющееся соединение дифференциального типа практически нечувствительно к изменению температуры рабочей среды. В нем плотность между корпусом и крышкой обеспечивается за счет возникновения удельных нагрузок на уплотнительных поверхностях соединения при передаче усилия на крышку от давления рабочей среды. Начальная герметизация достигается предварительной затяжкой соединения. В отличие от шпилечного фланцевого соединения в самоуплотняющемся соединении степень герметичности возрастает с повышением давления. Достоинства этого соединения обусловили его применение для различной арматуры от $D_у 30$ до $D_у 600$ в широком диапазоне рабочих условий от $P_у 64$ до $P_у 1\,000$ кгс/см² и температурах 150—700 °С.

В конструктивном отношении самоуплотняющиеся соединения различаются выполнением уплотнительных

и опорных элементов, воспринимающих нагрузку со стороны крышки. В качестве опорных элементов применяются закладные кольца, разрезанные по окружности на три, четыре и шесть частей (рис. 6-1,*а—в*) и устанавливаемые в кольцевой паз верхней части горловины. Так, опорное кольцо изготовляется фирмой Рато (Франция) из трех частей, предприятием ВАЗ (СССР), фирмами Сеген (Франция), Дюранс (Англия) — из четырех. У ряда конструкций опорными элементами служат втулки, устанавливаемые в горловине корпуса на резьбе. В других конструкциях нагрузку со стороны крышки воспринимают центрирующие бурты на бугеле, входящие

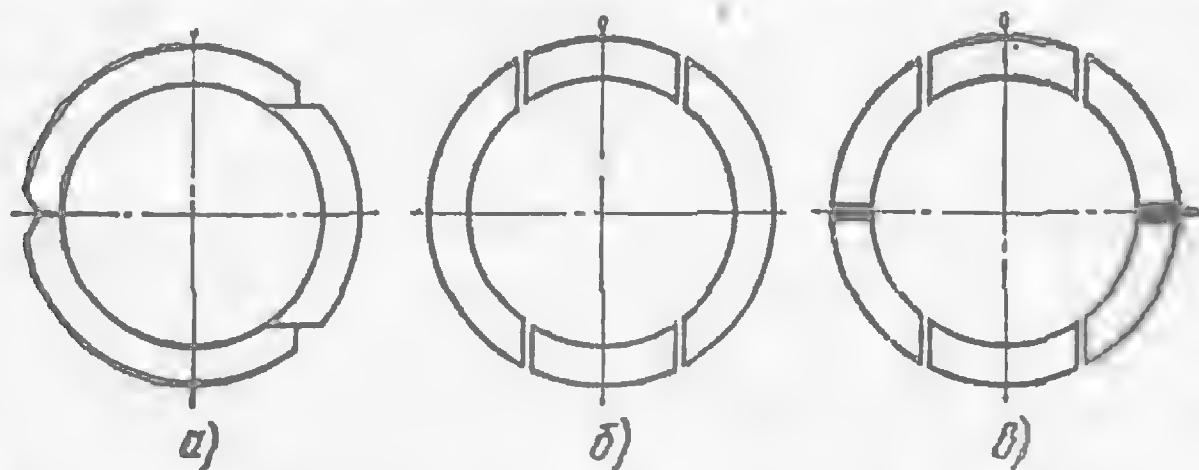


Рис. 6-1. Конструкции опорных элементов в самоуплотняющихся соединениях крышки с корпусом

внутрь горловины. Бугель крепится относительно корпуса с помощью шпилек, закладных штифтов, разъемных скоб, специальных скоб, удерживаемых конусными кольцами, и т. п.

Уплотнительные элементы в соединении выполняются в виде эластичной сальниковой набивки, состоящей из одного или нескольких колец квадратного сечения, или металлического кольца. Применяются также комбинированные, так называемые металлопластические кольца. Использование эластичных колец позволяет упростить соединение, снизить требования к точности изготовления и чистоте обработки сопрягаемых поверхностей корпуса и крышки, не требует специального упрочнения поверхностей. Такие кольца зарекомендовали себя в эксплуатации достаточно надежно. Граница применения эластичных колец в соединении определяется термостойкостью их материала, которая для асбестографитовых набивок лежит в пределах 600—650 °С. При этом полужесткие (прессованные) кольца имеют преимущество перед мягкими, так как их применение позволяет снизить

высоту горловины корпуса и упростить сборку соединения с повторным использованием колец. Так, по данным МО ЦКТИ применение одного асбесто-резинового кольца, имеющего клиновой участок, заменяет пакет мягкой набивки без ухудшения герметизирующих свойств соединения крышки с корпусом водяной арматуры (рис. 6-2).

Металлические уплотнительные кольца чаще выполняются в виде клина с односторонним скосом по внутреннему диаметру. Помимо герметичности, конструкция соединения с металлическим кольцом должна обеспечивать сборку или разборку кольца без повреждения внутренней поверхности корпуса. Материал колец имеет меньшую твердость, чем материал корпуса, выполняемый из аустенитных и малоуглеродистых сталей. Кроме того, ряд фирм применяет еще и специальные антизадирные и антикоррозионные покрытия поверхности колец.

Так, фирма Роквелл — Эдвард (США) изготовляет кольца из кованой малоуглеродистой стали типа армко-железо или аустенитной стали типа A182F304L с твердостью не более 90 *HB* и с дополнительным покрытием их тонким слоем свинца. Определенное соотношение углов скоса кольца и бурта крышки соответственно 24

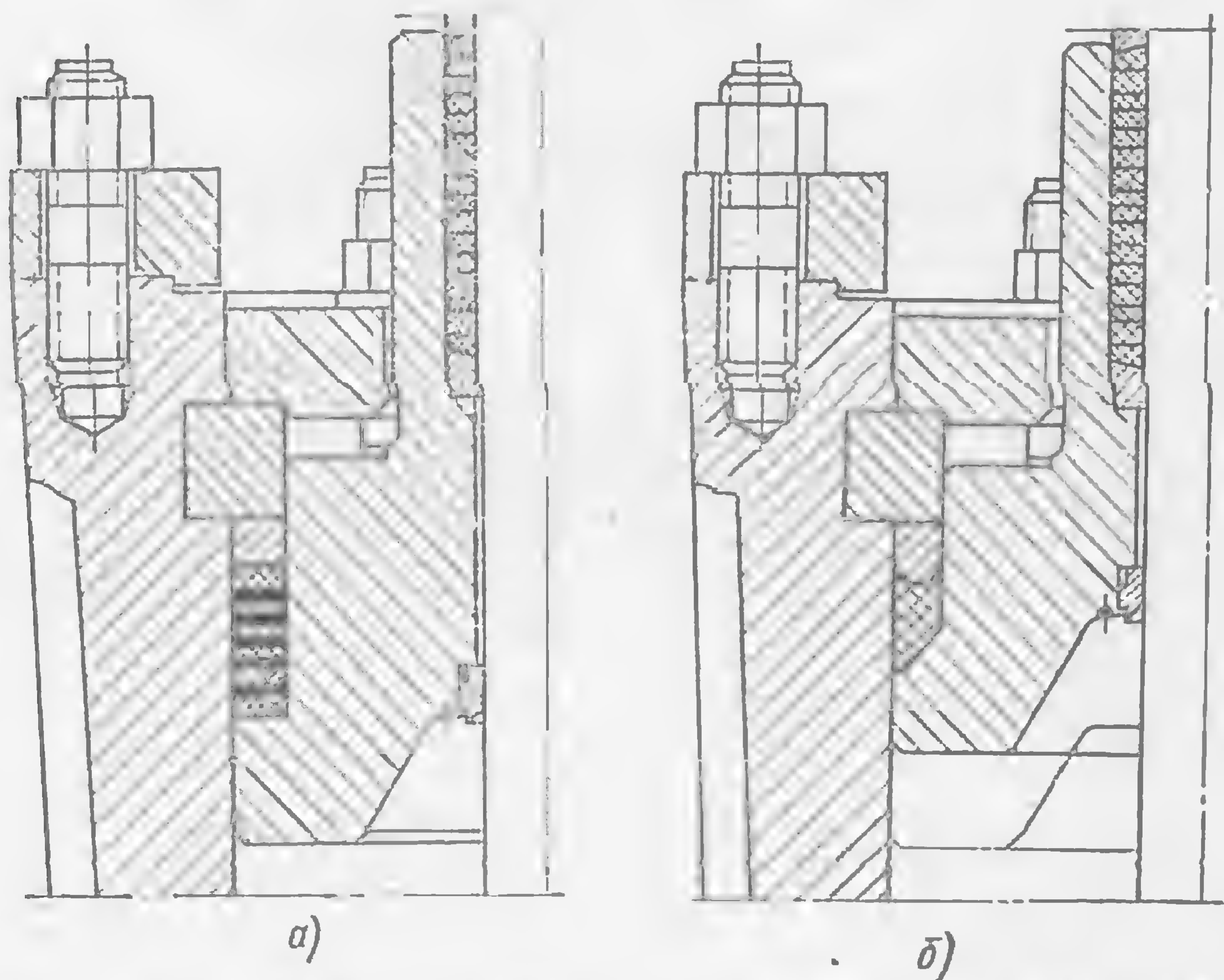


Рис. 6-2. Узел самоуплотняющегося соединения корпуса с крышкой.
а — с эластичной набивкой; *б* — с одним полужестким кольцом

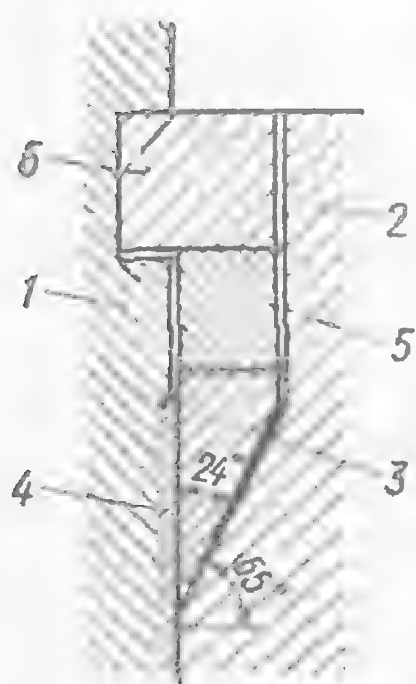


Рис. 6-3. Самоуплотняющееся соединение корпуса с крышкой конструкции фирмы Роквелл-Эдвард (США).

1 — корпус; *2* — крышка; *3* — уплотнительное металлическое кольцо; *4* — наплавка; *5* — промежуточное кольцо, *6* — закладное опорное кольцо

и 25° (рис. 6-3) позволяет создать высокое контактное давление на корпус и крышку вследствие передачи нагрузки от крышки на небольшую часть клиновой поверхности кольца и его деформации.

Твердость материала корпуса и крышки, по данным фирмы Роквелл—Эдвард, должна составлять не менее 143 *HB*. Уплотнительная поверхность корпуса в узле соединения наплавляется стеллитом с твердостью 375—514 *HB*. Из рисунка видно, что внутренний размер горловины корпуса непосредственно за кольцом увеличен, что облегчает выемку уплотнительного кольца после удаления опорного закладного и промежуточного колец. Для паровой арматуры закладное и промежуточное кольца изготовляются из стали типа A182F6 с содержанием хрома 11,5—13,5% и твердостью 279—444 *HB*. Для водяной арматуры промежуточное кольцо изготовляется из стали типа A193B7 с твердостью 262—321 *HB* и имеет кадмиевое покрытие.

В арматуре французской фирмы Рато клиновые кольца, изготовляемые из армко-железа, покрываются слоем серебра толщиной около 0,025 мм. Поверхности корпуса и крышки, контактирующие с уплотнительным кольцом, наплавляются стеллитом толщиной 5 мм. Следует отметить, что такое упрочнение поверхности корпуса наплавкой в уплотнениях крышки с корпусом посредством металлического кольца применяется большинством фирм-изготовителей.

Японские фирмы изготовляют клиновые кольца обычно из мягкой аустенитной стали. Другие типы колец, применяемые в арматуре, приведены в [Л. 21].

6-2. Узел затвора. Шток (шпиндель)

Эксплуатационная надежность дроссельно-регулирующей арматуры в основном зависит от работы узла затвора, протекающей в условиях трения, больших тепло-

механических нагрузок, коррозионно-эрозионного воздействия высокоскоростного потока рабочей среды и т. д.

Основными элементами затвора являются плунжер (золотник) и седло (обойма). В арматуре вентильного типа, наиболее широко используемой в энергетике, плунжер посредством штока перемещается вдоль оси седла. Для обеспечения запорных функций на седле и плунжере предусматриваются уплотнительные поверхности. Срок службы арматуры определяется износоустойчивостью материала седла, способностью выдерживать при высоких температурах большие удельные нагрузки, а также конструкцией затвора. Уплотнительные поверхности в затворе могут быть плоскими или конусными.

В конусном уплотнении достигаются бо́льшие удельные нагрузки, чем в плоском уплотнении при тех же осевых усилиях. С уменьшением угла конуса расклинивающее усилие на седле увеличивается и при определенных условиях может привести к защемлению плунжера или растрескиванию седла. Плоское уплотнение позволяет обеспечить равномерное распределение нагрузки по поверхности. Кроме того, оно легче притирается.

Седла и плунжеры обычно изготовляются из нержавеющей стали. Например, в арматуре фирмы Роквелл — Эдвард плунжеры изготовляются из сталей A182 F11 и A182 F316.

Затвор должен быть легко доступен для осмотра и ремонта. При сменном седле особое внимание следует обращать на его уплотнение в корпусе для того, чтобы при теплосменах не происходила потеря герметичности. В приварных седлах сварной шов должен быть защищен от воздействия потока среды. Поэтому сварной шов выполняют заподлицо с омываемой поверхностью или перекрывают его специальным защитным кольцом.

Во избежание нарушения герметичности затвора в рабочих условиях корпус арматуры должен иметь достаточную жесткость, чтобы не передавались усилия от трубопроводов на уплотнительные поверхности седла и плунжера (обоймы и золотника). С другой стороны, надо ограничивать вредное влияние, оказываемое на состояние уплотнения деформациями корпуса под действием внутреннего давления и температуры среды. Особое внимание следует уделять арматуре с большими условными проходами, равномерный прогрев которой затруднен.

В клапанах вентильного типа состояние уплотнения на седле будет зависеть также от величины усилия, передаваемого на седло через шток. Это усилие не должно вызывать деформации седла и участка корпуса с седлом и не создавать удельные нагрузки, превышающие максимально допустимые для материала уплотнительных поверхностей.

Шток с присоединенным к нему плунжером перемещается по направляющим, которые служат для правильной посадки плунжера на седло, а также для устранения вибрационных нагрузок, действующих на плунжер и шток. Во избежание износа и заедания штока и плунжера поверхности направляющих должны иметь повышенную твердость, что достигается их стеллитированием, азотированием, закалкой и т. п.

Как правило, рабочие поверхности штоков и шпинделей подвергаются высококачественной обработке вплоть до их шлифовки и полировки, что позволяет повысить степень герметичности и срок службы сальникового уплотнения, а также значительно снизить силу трения в сальнике. Так, производимая фирмой Цикеш полировка штоков и шпинделей графитовыми притирами позволяет получить чистоту поверхности с неровностями 0,1—0,01 мкм, что для штока диаметром 60 мм дает снижение силы трения в сальнике с 1000 до 200 кгс.

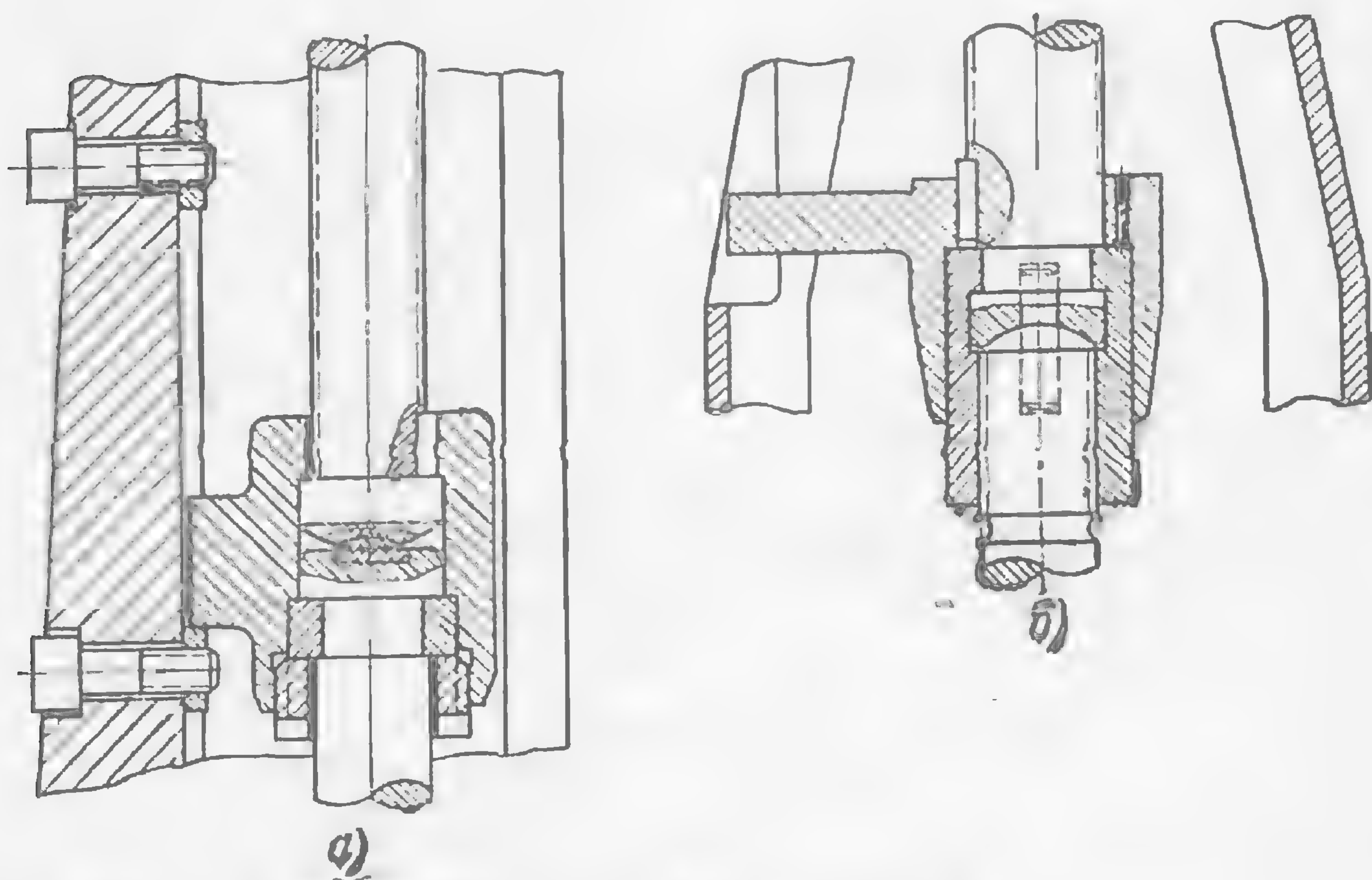


Рис. 6.4. Узел соединения шпинделя со штоком.

а — предприятия МСЧКД (Чехословакия); *б* — фирмы Цикеш

В арматуре больших условных проходов шток обычно выполняется отдельно от шпинделя с нарезанной на нем ходовой трапецеидальной резьбой. Соединение штока со шпинделем должно быть легко разборным, обеспечивать соосность соединяемых деталей и, в частности, предотвращать проворот шпинделя при его поступательном движении.

В качестве примера на рис. 6-4 приведены две конструкции такого соединения. На рис. 6-4,*а* шпиндель и шток соединяются посредством обоймы. Шток фиксируется в обойме с помощью закладных полуколец и гайки. Крутящий момент на шпинделе через шпонку передается на обойму и воспринимается буртом на стойке бугеля, вдоль которой перемещается обойма. Аналогичным образом момент со шпинделя передается на стойку бугеля в конструкции узла на рис. 6-4,*б*. Шток с резьбовой частью и шпиндель соединяются с помощью разрезной втулки, фиксируемой обоймой.

6-3. Сальниковые набивки

В отличие от запорной арматуры штоки (шпиндели) дроссельно-регулирующей арматуры совершают значительно большее число циклов перемещения, из-за чего их сальниковые уплотнения подвергаются повышенному износу, снижающему надежность работы регулирующих органов. Поэтому выбор материала набивки для конкретных рабочих условий должен производиться дифференцированно, с учетом многих показателей, основными из которых являются:

1) прочность и упругость;
2) износоустойчивость;
3) теплостойкость;
4) плотность;
5) антифрикционные свойства;
6) обрабатываемость;
7) экономичность.

Необходимость достаточной прочности набивки обусловлена тем, что она уплотняется в сальниковой камере и испытывает сжатие от рабочего давления и противодавления. Вместе с тем из-за наличия переменных нагрузок она должна обладать некоторой упругостью, чтобы компенсировать износ и поддерживать на определенном уровне давление на контактной поверхности.

Упругость набивки зависит как от материала набивки, так и от ее конструкции (плетеные и многослойные набивки). Плетеная конструкция придает набивке пластичность, упругость и свойство восстанавливать прежнюю форму. У многослойной набивки с увеличением числа слоев увеличивается ее плотность и твердость.

Долговечность набивки зависит от износоустойчивости ее материала, а также от шероховатости трущихся частей. Поэтому для увеличения срока службы набивки необходимо обеспечивать высокую чистоту поверхности штоков (шпинделей).

На поверхности, контактирующей со штоком, от трения выделяется тепло, количество которого определяется условиями смазки, видом набивки, ее массой и скоростью относительного перемещения трущихся частей Лучшую теплостойкость имеют металлы, затем асбест и далее синтетические материалы: тефлон, силикон и др.

В арматуре электростанций высокого давления и сверхкритических параметров пара применяется асбестовая набивка. По данным японских фирм безопасные пределы применения асбеста при сохранении его свойств находятся около 450 °С [Л. 105]. Поэтому в местах непосредственного контакта асбестовой набивки с высокотемпературной средой рекомендуется применять набивку, комбинированную с металлом, так называемую полуметаллическую или металлическую набивку. В нити асбестовой набивки вплетают тонкую проволоку из монель-металла или нержавеющей стали, а к синтетической набивке примешивают медные кусочки (толщиной 0,2 мм, шириной 2 мм и длиной более 20 мм). Это не только упрочняет набивку, но и обеспечивает быстрое рассеивание тепла, накапливаемого в набивке. Кроме того, в сальник вместе с набивкой устанавливают металлические шайбы и смазочные кольца, которые также способствуют рассеиванию тепла.

Набивка не должна растворяться или вступать в химическое взаимодействие с соприкасающимися с ней средами, а также загрязнять их. Необходимо, чтобы набивка была химически стабильной.

Набивка, изготовленная из волокнистого материала, всегда имеет между волокнами множество пустот. Для увеличения плотности плетеные набивки пропитывают расплавленным воском с последующим прессованием, что также улучшает их антифрикционные свойства. При

установке набивок в сальниковую камеру производят их дополнительную запрессовку. Плетеные набивки способны сжиматься на 25—30%.

Смазка трущихся поверхностей уменьшает трение в сальнике. Наибольший эффект получается от сочетания принудительной подачи смазки и собственных антифрикционных свойств набивки.

Применение материала в качестве набивки определяется также возможностью придания ему требуемой формы.

Практически нет такого материала, свойства которого в полной мере удовлетворяли бы требованиям, предъявляемым к набивкам. Поэтому в зависимости от условий эксплуатации арматуры целесообразно составлять набивку из двух и более различных материалов.

В некоторых случаях такое комбинирование производят из экономических соображений, при этом набивку составляют из высококачественного дорогостоящего материала в сочетании с дешевым. Например, при высокой температуре хорошо работает набивка из алюминиевой фольги. На дно сальниковой камеры укладывают одно-два набивочных кольца из фольги, а остальную часть камеры заполняют асбестовой плетеной набивкой. При использовании в набивке тефлона высокой стоимости сначала укладывают два кольца из него, а потом — набивку из асбеста. Одной из японских фирм разработана пластичная набивка, которая хорошо противостоит тепловым воздействиям. Она состоит из волокон асбеста, перемешанных с графитом и кусочками меди. Эта набивка рекомендуется для сальников паровой арматуры высоких параметров, а для того чтобы она не была выдавлена паром, по краям сальниковой камеры устанавливают по одному набивочному кольцу из плетеного асбеста.

Стоимость набивки по возможности должна быть невысокой. Тем не менее экономически оправдано применять набивку, которая обеспечивает срок службы сальника в течение одного-двух лет даже при высокой стоимости ее. Таким образом, экономическая целесообразность выбора материала набивки определяется общими расходами, связанными с ее применением.

Выпускаемые отечественной промышленностью сальниковые набивки в соответствии с ГОСТ 5152-62 предназначены для работы арматуры при температуре рабо-

чей среды до 450 °C. Для более высоких температур МО ЦКТИ был разработан композиционный состав набивки марки АГ-50, содержащий графита 50%, асбеста 45% и алюминиевой пудры 5% [Л. 106]. Работа набивочных колец из указанного материала на дроссельно-регулирующей и запорной арматуре действующих энергетических установок, в том числе с параметрами пара $p=255$ кгс/см^2, $t=565$ °C, показала их высокие герметизирующие свойства. Набивочные кольца изготовляются в соответствии с ТУ-38-5-108-69.

За рубежом разработкой уплотнительных материалов для арматуры занимаются многочисленные специализированные фирмы и заводы. Изготовляемые ими набивки разнообразны по исполнению. Основой большинства набивок служат графит и асбест. Для защиты от коррозии шпинделя в набивку добавляются специальные антикоррозионные ингибиторы. Так, американская фирма Олпекс разработала два типа сальниковой набивки, охватывающих широкую область применения [Л. 107]. Один из них является универсальным для различных сред (вода, пар, воздух, аммиак, масло и т. д.) при использовании до температуры 315 °C. Другой имеет широкую область применения в диапазоне температур от 315 до 650 °C.

Фирма Честертон (США) для паровой арматуры высокого давления и высокой температуры ($p=$ $=140$ кгс/см^2, $t=680$ °C) выпускает сальниковую набивку, которая по композиции несколько отличается от набивок, широко применяемых для пара высокого давления [Л. 108]. Она изготовляется из высококачественного длинноволокнистого асбеста, армированного инконелевой проволокой и плотно сплетенного. Набивка не содержит графита, способствующего электрохимической коррозии, и смазочных масел, которые выгорают и вызывают усадку сальника. Она не содержит также ни твердеющих агентов, ни резиновой связки. Набивка смазывается специальным составом на основе слюды, который также не выгорает и предотвращает коррозию штока.

Набивка фирмы Дженкинс (США) изготовляется в виде колец квадратного сечения из прографиченного асбеста, армированного инконелевой проволокой. Набивка применяется до температур 650 °C и содержит ингибитор для предотвращения электрохимической кор-

розии штока. В частности такая набивка используется в арматуре фирмы Роквелл — Эдвард.

Английская фирма Дюранс в сальниковых уплотнениях штоков паровой арматуры применяет металлопластические кольца (рис. 6-5). Внутренний кожух кольца выполненный в виде двух цилиндрических стенок и двух крышек из монель-металла, заполнен никелевой дробью размером от 1,5 до 3 мм. Сам кожух покрыт слоем прессованной смеси асбеста с молотой слюдой.

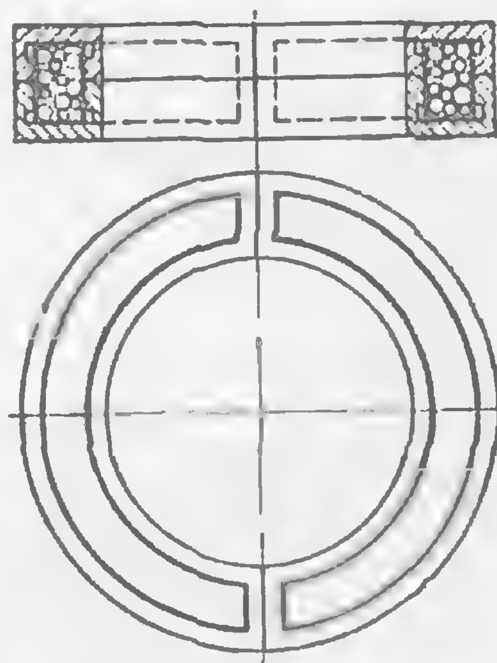


Рис. 6-5. Конструкция металлопластического уплотнительного кольца фирмы Дюранс.

Хотя сальники выбираются с учетом работы при высоких температурах, однако усилия трения, действующие в сальнике на шток, могут оказаться чрезмерными. Если охлаждение сальников средой, протекающей через клапан, оказывается недостаточным, то применяют специальные устройства, позволяющие ограничить температуру сальника. Эти устройства при температуре выше 230 °С обычно выполняются в виде ребер (рис. 5-32). При очень высоких температурах среды (выше 600 °С) для уменьшения тепловых потерь с конвекцией и радиацией предусматривается установка термоизоляционных колпаков в виде промежуточного трубного участка из нержавеющей стали. В результате в корпусе по отношению к сальнику получается значительный перепад температур. Конденсация пара в трубе при этом препятствует перетеканию тепла в сальник.

Размеры сальника устанавливаются на основании опытных данных в зависимости от рабочего давления и диаметра штока (шпинделя). С увеличением диаметра возрастает ширина набивки, а с увеличением давления — число колец набивки. Рекомендации по выбору минимальных размеров сальника по данным американских фирм приведены в табл. 6-1 [Л. 109].

Для лучшей сохранности уплотнительной поверхности набивки необходимо, чтобы высота сальниковой камеры была больше хода штока, исключался прогиб штока, поверхность штока была гладкой, а сам шток по форме не имел отклонений от цилиндра.

Таблица 6-1

Минимальные размеры сальника в зависимости от диаметра штока (шпинделя)

Диаметр штока (шпинделя), мм	Ширина набивки, мм	Число колец
6—31	6	3—5
31—63	8	3—5
63—100	9,5	3—5
100—140	11,0	3—5
140—360	12,5	3—5

Если в дроссельно-регулирующей арматуре постоянного действия в основном используется сальниковое *уплотнение с мягкой или полужесткой набивками*, то в арматуре периодического действия нередко требуется применение лабиринтового уплотнения штока, состоящего, например, из жестких колец в сочетании с мягкой сальниковой набивкой, устанавливаемой после фонаря отвода утечки. В ряде конструкций вместо лабиринтовых колец применяется мягкая сальниковая набивка [Л. 110]. *Конструкция, показанная на рис. 6-6,а,* далека от оптимальной. С одной стороны, вследствие небольшо-

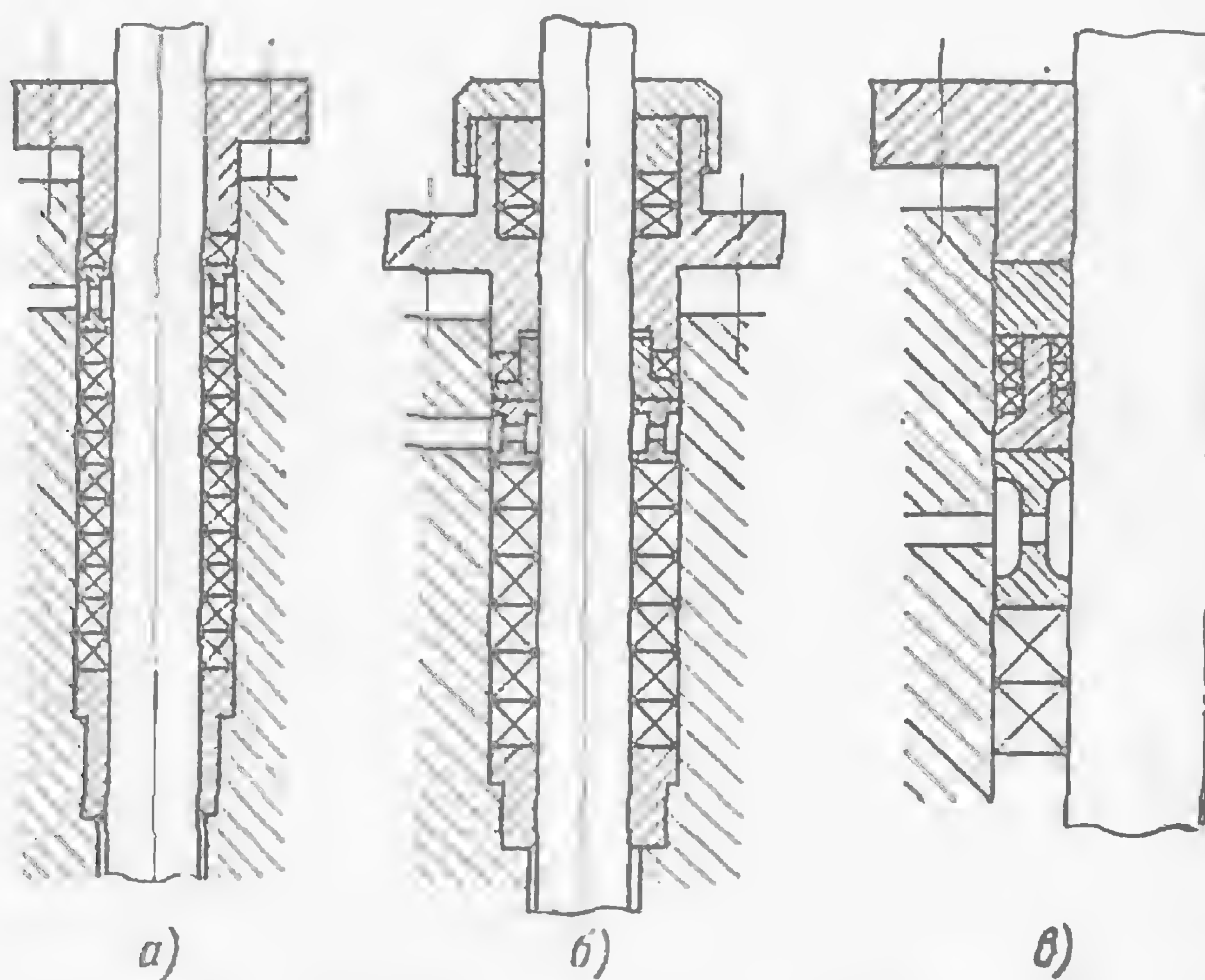


Рис. 6-6. Конструкции сальниковых уплотнений с фонарями.

го давления в камере отвода утечки для уплотнения фонаря достаточно одного-двух колец. С другой стороны, через кольцо на основную набивку передается полное сжимающее усилие от затяжки, что ведет к чрезмерному сжатию кольца и, следовательно, повышает износ и нагрев сальника и штока. В случае применения фонарей должна устанавливаться отдельная уплотнительная камера низкого давления (рис. 6-6,*б*). В других условиях более простым будет решение, показанное на рис. 6-6,*в*. Здесь две части кольца, передающего осевое усилие, упираются друг в друга и ограничивают сжатие набивки низкого давления.

После начала эксплуатации арматуры сжимающее усилие в сальнике уменьшается, что может вызвать утечку через сальники. Поэтому в первые две-три недели после пуска энергоустановки сальники арматуры дополнительно затягиваются.

Глава седьмая

СЕРВОПРИВОД К АРМАТУРЕ

7-1. Типы сервоприводов. Условия их выбора

Сервоприводы служат для управления арматурой путем преобразования выходного сигнала от управляющего элемента в перемещение регулирующего органа — плунжера, золотника, шибера. В зависимости от вида используемой энергии различают электрические (электромоторные, электромагнитные), гидравлические и пневматические (поршневые и мембранные), а также комбинированные сервоприводы.

Существенной характеристикой сервопривода является время сервопривода. Под ним понимают продолжительность перемещения регулирующего органа из одного крайнего положения в другое с максимальной скоростью. Таким образом, в ряде случаев время сервопривода определяет время изменения расхода рабочей среды от начального до максимального значения. Величина его должна устанавливаться при выборе оптимальной расходной характеристики и типа регулирующей арматуры для системы авторегулирования. Для сервоприводов с электродвигателем время полного открытия или закрытия лежит в пределах от 10—15 с до 1,0—1,5 мин. Так, оптимальное время сервопривода РПК в среднем составляет около 60 с.

По принципу действия сервоприводы можно разделить на две группы: с постоянной скоростью перемещения выходного вала или штока и с переменной скоростью, пропорциональной сигналу от авторегулятора. Например, гидравлические и пневматические сервоприводы работают с переменной скоростью, зависящей от отклонения регулируемого параметра. Они могут развивать большую мощность,

надежны в эксплуатации и практически не имеют выбега. При этом поршневые сервоприводы позволяют обеспечить большой ход регулирующего органа. Мембранные сервоприводы применяются для управления регулирующими органами на небольшие перемещения. У сервоприводов с постоянной скоростью перемещения скорость не зависит от величины отклонения регулируемого параметра на всем пути движения. Для них характерен так называемый скользящий (пульсирующий) режим: кратковременные включения чередуются с кратковременными отключениями. К таким сервоприводам относятся электрические сервоприводы (электроприводы)

Для получения заданного воздействия на поток среды плунжер и другие подвижные части арматуры должны устанавливаться приводом точно в заданное положение. Привод должен преодолевать их вес и неуравновешенные усилия, действующие на плунжер, а также трение движущихся частей. У клапанов больших размеров вес плунжера, штока и других подвижных частей может достигать значительной величины, что затрудняет выбор привода.

Неуравновешенные усилия зависят как от перепада давлений на клапане, так и от давления среды. Так как плунжер может занимать различные положения, а расход через клапан может изменяться в широких пределах, то усилие на клапане также значительно меняется; при этом может меняться даже знак усилия. Указанные усилия зависят также от количества седел, типа плунжера и направления потока через клапан. Для создания на штоке значительных перестановочных усилий требуются сервоприводы большой мощности, что усложняет систему регулирования.

Часть мощности, развиваемой сервоприводом, тратится на преодоление трения в деталях и узлах арматуры, главным образом в сальнике. Точный расчет сил трения представляет большие трудности, так как величина их зависит от многих факторов, попадания между трущимися парами твердых частиц, влияния температурных расширений, наличия смазки и т. д. Иногда силы трения могут возрасти настолько, что это приведет к заклиниванию трущихся пар. Известные методы расчета сил трения в сальнике носят оценочный характер и касаются применения сальниковой набивки из конкретного материала и определенной формы [Л. 27]

При выборе клапана и привода к нему всегда следует учитывать положение клапана в случае, если на привод не подается энергия. При этом возможны три случая: клапан закроется, откроется или останется в положении, в котором находился в момент прекращения подачи энергии. Каждый из этих случаев следует учитывать при выборе клапана по назначению.

Так, например, клапан минимального расхода при каких-либо нарушениях в системе управления должен открываться. В частности, центробежный клапан (рис. 5-23) при потере электропитания срабатывает на открытие с помощью пакета тарельчатых пружин.

В общем случае при выборе сервопривода к клапану с учетом возможной потери энергии рекомендуется пользоваться следующими правилами:

1) клапаны, подающие охлаждающую среду, должны открываться;

2) клапаны, подающие греющую среду, должны закрываться;

3) клапаны должны оставаться в прежнем положении, если их закрытие или открытие приводит к нарушению технологического процесса.

Таким образом, сервопривод следует выбирать, учитывая условия работы клапана, особенности его конструкции и свойства самого привода. При этом особенно следует обратить внимание на следующие факторы:

1) тип привода, который должен увязываться с конструкцией клапана;
2) доступность энергии для привода;
3) надежность привода, что может повлиять и на выбор вида энергии;
4) состояние привода после потери энергии;
5) усилия, необходимые для перемещения;
6) величину хода;
7) скорость перемещения;
8) затраты энергии на полное перемещение;
9) характеристики привода по отношению к регулированию;
10) температуру и состояние атмосферы в месте установки привода.

7-2. Электропривод

Для управления дроссельно-регулирующей арматурой на электростанциях, как правило, используются электроприводы (электрические исполнительные механизмы). Основными узлами электропривода являются:

1) электродвигатель;
2) редуктор;
3) тормоз, необходимый для получения качественных динамических характеристик электропривода;
4) муфта предельного момента, служащая для предохранения электродвигателя от перегрузки;
5) ручной привод, используемый при настройке электропривода и для воздействия на регулирующий орган в случае разрегулирования системы управления, повреждения электрических цепей или электродвигателя и т. д.

Электродвигатель для привода арматуры должен иметь большой пусковой момент, быть устойчивым к перегрузкам, питаться от стандартной электросети. Таким требованиям удовлетворяют, например, отечественные электродвигатели серии АОС. Мощность, передаваемая от электродвигателя, в первую очередь зависит от к. п. д. редуктора.

Редуктор служит для понижения числа оборотов электродвигателя и по кинематической схеме может быть выполнен по-разному.

Так, червячный редуктор обладает высоким к. п. д. при работе в жидкой масляной ванне на больших оборотах. Однако необходимость в жидкой ванне ограничивает пространственное расположение механизма и усложняет его конструкцию. Кроме того, червячная передача с высоким к. п. д. не имеет самоторможения и требует точной регулировки при сборке. Применение самотормозящего червячного редуктора связано с увеличением мощности электродвигателя в 2—3 раза. Это ведет к возрастанию габаритов редуктора, причем увеличение мощности почти полностью затрачивается на износ червячной передачи и переход в тепловую энергию.

Редуктор с цилиндрической зубчатой передачей также не имеет самоторможения, но обладает высоким к. п. д, простой конструкцией

и сборкой. Высокий к. п. д. позволяет применить густую смазку и располагать редуктор в любом пространственном положении.

Планетарные передачи, несмотря на ряд достоинств, сложны в изготовлении и сборке.

Волновая передача имеет приемлемый к. п. д., мала по габаритам, но неудобна в компоновке с другими узлами электропривода, сложна в изготовлении и недостаточно изучена в эксплуатации.

Наличие быстровращающихся масс обусловливает свободный выбег электропривода, т. е. некоторый поворот выходного вала после того, как разомкнута цепь питания электродвигателя. В неразгруженных конструкциях арматуры с переменным перестановочным усилием на штоке, зависящим от направления его перемещения, время выбега будет несимметричным и большим в попутную сторону. Для устранения выбега электроприводов, который неблагоприятно сказывается на качестве процесса регулирования, применяются различные тормозные устройства (электромагнитные, механические, электрические).

Электромагнитные тормоза характеризуются увеличенным выбегом выходного вала или штока механизма при попутной нагрузке. Особенно ощутимым выбег становится при повышенной мощности электродвигателя. Электромагнитные тормоза, предназначенные для восприятия значительных усилий, быстро изнашиваются и не выдерживают необходимого количества срабатываний. Самым же существенным их недостатком является то, что при повреждении обмотки электродвигателя тормоз срабатывает и выходной орган механизма (вал или шток) под действием активной нагрузки может прийти в движение, из-за чего возможна авария.

Механический тормоз лишен недостатков электромагнитного. Он растормаживается только под действием крутящего момента на валу электродвигателя, и как только двигатель перестает работать, тормоз автоматически затормаживает механизм привода. При попутной нагрузке тормоз совсем не растормаживается, т. е. работает в режиме постоянного торможения. Вследствие этого электродвигатель нагружен как при встречной, так и попутной нагрузке, что значительно уменьшает вариацию скоростей выходного вала или штока. Существенным недостатком механического тормоза является то, что он действует не только в момент выключения электропривода, но и во время его работы, снижая полезную мощность. Это сказывается в виде нагрева тормоза, особенно при попутной нагрузке.

На ряде электроприводов используются устройства для электрического торможения. К ним относится, например, конденсаторный электротормоз, основным элементом которого является конденсатор, который подсоединяется к статорной обмотке двигателя в момент его отключения.

Действие конденсаторного тормоза сказывается только в первый момент после отключения напряжения, пока сохраняется магнитное поле ротора. Эффект торможения зависит от величины емкости конденсатора. Конденсаторный электротормоз уменьшает выбег электропривода в 4—7 раз.

Для регулирующей арматуры, и особенно запорно-регулирующей, важное значение имеет способ отключения электродвигателя при превышении предельной нагрузки на нем, например при полном запирании потока среды, протекающей через клапан. Для ограничения величины крутящего момента в электроприводах применяются электромеханические муфты предельного крутящего момента (обычно пру-

жинного типа) и реле максимального тока, поставляемые совместно с электроприводами.

Муфта предельного момента служит для разрыва электрической цепи питания электродвигателя при перегрузке механизма, сохранения усилия на выходном штоке (вале) при отключении электродвигателя вследствие перегрузки и для последующего замыкания цепи питания электродвигателя при исчезновении перегрузки на выходном органе. Электроприводы с муфтой разделяются на приводы с односторонней муфтой, действующей только в сторону закрытия, и двусторонней, действующей в сторону закрытия и открытия.

Электроприводы с односторонней муфтой предельного крутящего момента устанавливаются на арматуре без механического ограничителя хода плунжера в верхнем положении. Отключение электропривода от сети производится в сторону закрытия муфтой и в сторону открытия — путевым выключателем.

Электроприводы с двусторонней муфтой ограничения крутящего момента устанавливаются на арматуре с двусторонним механическим ограничением хода плунжера (при закрытии и открытии прохода).

Отключение электродвигателя по силе тока в обмотке статора является способом мало пригодным для дроссельно-регулирующей арматуры, особенно с большой глубиной регулирования расхода среды через нее. Поэтому электроприводы с реле максимального тока рекомендуется устанавливать только на арматуре периодического действия, работающей в положениях открыто — закрыто. Отключение электропривода производится в сторону закрытия с помощью реле, срабатывающего при превышении момента на шпинделе арматуры, в сторону открытия — путевым выключателем.

При соприкосновении уплотнительных поверхностей момент на шпинделе арматуры резко возрастает, что приводит к повышению тока в обмотке электродвигателя. При достижении тока настройки реле нормально закрытые контакты (НЗ) реле тока размыкаются, катушка магнитного пускателя обесточивается и электропривод останавливается.

В конструкции электроприводов предусмотрена блокировка ручного управления — при переходе на ручное управление цепь электродвигателя разрывается. Предусмотрена также сигнализация при крайних положениях (для запорной и регулирующей) и промежуточных положениях (для регулирующей арматуры).

Для перемещения регулирующего органа вручную служит ручной дублер. Основное требование, предъявляемое к ручному приводу, состоит в том, что он должен обеспечивать для полного перемещения плунжера минимальное число оборотов при соответствующем усилии на маховике.

Электроприводы устанавливаются либо непосредственно на арматуру (встроенные электроприводы), либо на определенном расстоянии от нее (колонковые). Между арматурой и электроприводом имеются промежуточные связи в виде винтовых и зубчатых (реечных) передач, рычагов, кулачков и т. п. Основным назначением винтовых и зубчатых передач является преобразование вращательного движения вала электропривода в поступательное движение штока. По традиции, унаследованной от арматуры с ручным приводом, узел передачи относится к конструкции арматуры со встроенным электроприводом.

Однако в некоторых современных конструкциях арматуры со встроенным электроприводом узел преобразования вращательного

двигателя вала в поступательное движение штока является функциональным узлом электропривода. Такое решение упрощает конструкцию собственно арматуры и позволяет повысить ее эксплуатационную надежность

Узел передачи конструктивно может быть выполнен в виде винтовой пары скольжения, реечной передачи и винтовой пары качения. При выборе вида передачи следует учитывать величину нагрузки на передачу в процессе эксплуатации.

Винтовая пара скольжения имеет низкий к. п. д., поэтому значительные потери мощности на трение вызовут сильный ее перегрев и быстрый износ. Это требует интенсивного охлаждения узла и частой его замены Вместе с тем винтовая пара скольжения, кроме простоты, обладает таким достоинством, как самоторможение, которое обычно необходимо для электропривода. Однако самоторможение требует повышения мощности электродвигателя в 2—3 раза, что в свою очередь тербует значительного увеличения прочности и размеров редуктора.

Реечная передача и винтовая пара качения обладают высоким к. п д. В реечной передаче при значительных нагрузках на рейке возникают большие усилия на подшипниках реечной шестерни и поступательно движущейся рейке. Для уменьшения потерь на трение при перемещении рейки необходимо применять либо двусторонний привод рейки, либо подшипники качения. И то, и другое резко усложняет конструкцию и увеличивает габариты передачи Кроме того, реечная передача требует значительного увеличения передаточного числа редуктора по сравнению с винтовой парой, что опять же влечет за собой увеличение габаритов редуктора и усложняет его конструкцию.

Винтовая пара качения, как и другие винтовые пары, может передавать большие усилия при малом объеме передачи, т. е. обладает высокой несущей способностью. Поэтому самый нагруженный узел электропривода с винтовой парой качения будет иметь небольшие размеры и высокий к. п. д. Недостатком винтовой пары качения является сложность изготовления. Однако высокий к. п. д., малый износ, кинематическая точность, незначительный люфт в кинематических элементах, высокая нагрузочная способность в малом объеме при передаче значительных усилий и мощностей дают основание считать винтовую пару качения наиболее подходящим вариантом для использования в узле преобразования вращательного движения выходного вала редуктора в поступательное движение штока

7-3. Сочленения арматуры с сервоприводами

Передача движения от сервопривода к арматуре осуществляется с помощью передаточного механизма, сочленяющего их между собой. Правильное выполнение сочленений имеет не меньшее значение для обеспечения высокого качества регулирования, чем оптимальное профилирование проходных сечений клапанов Поскольку сочленение нередко нагружено большими усилиями, его конструкция должна быть особенно надежной. В качестве сочленений могут быть использованы различные устройства. Так. встроенный электропривод сочленяется с арматурой посредством винтовых или реечных передач. В отличие от него электропривод типа КДУ имеет дополнительные связи в виде зубчатой передачи, штанги и т. д. Некоторые конструк-

ции электроприводов, например типа МЭО, предназначены для сочленений посредством рычажных или кулачковых механизмов.

В большинстве случаев арматура оснащается встроенными сервоприводами. Основные преимущества такого конструктивного решения состоят в следующем:

1) при деформациях трубопроводов взаимное положение клапана и сервопривода не изменяется, что обеспечивает однозначное положение регулирующего органа относительно сервопривода при различных величинах открытия клапана;

2) уменьшается количество промежуточных связей в сочленении, что благоприятно сказывается на качестве регулирования;

3) улучшаются компоновочные характеристики и т. д.

Колонковый электропривод занимает больше места и менее удобен при монтаже и обслуживании вследствие наличия раздаточных коробок, штанг, шарниров и т. д. Однако он не подвергается температурному воздействию протекающей через клапан среды и потому чаще применяется для паровой арматуры.

Регулирующие клапаны сочленяются с исполнительными механизмами следующими способами:

1) жестко (с помощью тяги);
2) тросовой связью;
3) через кулачковый привод;
4) непосредственно.

В ряде случаев для арматуры, особенно малых условных проходов, более целесообразно применение сервоприводов, сочленяемых с арматурой посредством рычажной передачи, являющейся ее элементом. Такая конструкция позволяет избавиться от быстроизнашиваемых резьбовых втулок. Однако существенными недостатками привода с рычажным сочленением являются его относительная громоздкость, а также передача перестановочных усилий от привода на трубопровод. Арматура с рычажными передачами должна соединяться с сервоприводом посредством тяги, снабженной пружиной, что обеспечивает более надежное запирание потока рабочей среды в затворе.

Учитывая вредное влияние на процесс авторегулирования люфта («мертвого хода») в редукторах сервоприводов и самих рычажных сочленениях, их элементы должны выполняться с точностью не ниже 3-го класса.

В § 3-3 отмечалось, что одним из методов получения требуемой формы расходной характеристики арматуры $G=f(h)$ или $G=f(\alpha)$ является профилирование ее проходного сечения. При этом считается, что характеристика сочленения, т. е. зависимость положения регулирующего органа $h(\alpha)$ от положения сервопривода $h_c(\alpha_c)$ носит линейный характер. Поэтому для клапанов со встроенным электроприводом *профилирование проходного сечения является единственным* методом получения требуемой расходной характеристики. Для других конструкций сочленений преобразование расходной характеристики иногда целесообразно производить путем введения нелинейной связи между h и h_c, α и α_c.

В самом общем случае на работу клапана в системе регулирования оказывает влияние зависимость расхода не от хода клапана, а от перемещения выходного вала или штока сервопривода. Таким образом, результирующая расходная характеристика $G=f(\alpha_c)$ определяется как рабочей расходной характеристикой клапана в системе $G=f(h)$, так и характеристикой сочленения клапана с сервоприводом $h=f(\alpha_c)$. Отсюда требуемую форму результирующей расходной ха-

рактеристики можно получить путем подбора указанных характеристик. При линейной характеристике сочленения ($\bar{h}=\alpha_c$) результирующая расходная характеристика совпадает по форме с расходной характеристикой клапана. Если заменить пропорциональную связь между ходом сервопривода и ходом клапана соответствующей нелинейной зависимостью, можно получить примерно такой же эффект, как при перепрофилировании проходного сечения (рис. 7-1).

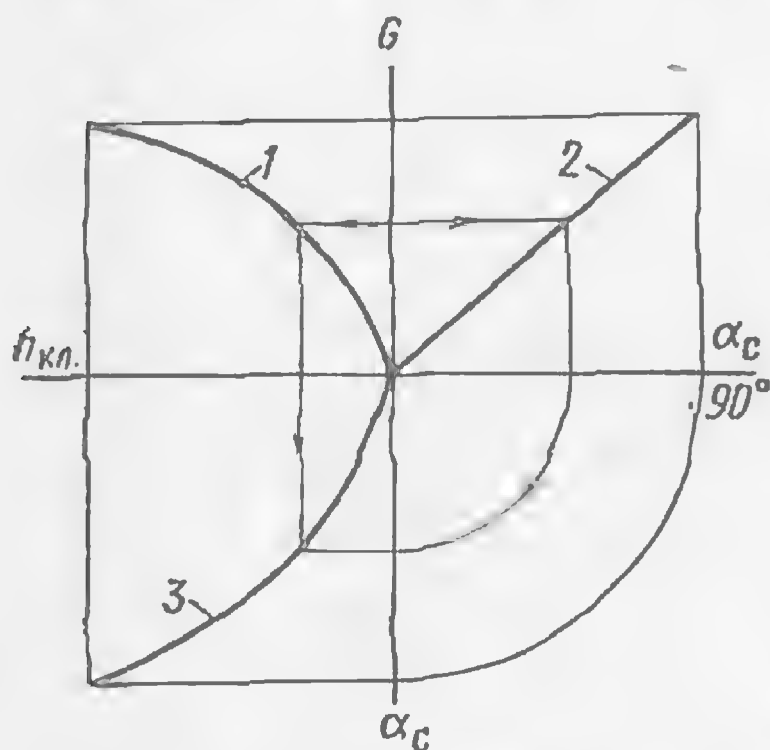


Рис. 7-1. Преобразование рабочей расходной характеристики клапана характеристикой сочленения.

1 — расходная характеристика клапана; *2* — требуемая результирующая расходная характеристика; *3* — характеристика сочленения

Имеются два вида сочленений: прямого действия и обратного (рис. 7-2). В сочленениях прямого действия кривошип сервопривода и рычаг клапана вращаются в одном направлении, а в сочленениях обратного действия — они вращаются в противоположных направлениях. В [Л. 111—113] даны некоторые рекомендации по проектированию сочленений сервоприводов с рычажными клапанами. Для них характеристика сочленения подбирается такой, чтобы результирующая расходная характеристика $G=f(\alpha_c)$ была близка к прямолинейной или заданной. Изменение расхода через клапан будет зависеть от угла поворота кривошипа сервопривода.

Расчет сочленения заключается в определении его геометрических параметров, обеспечивающих получение требуемой характеристики сочленения. В расчетах принимается, что полный ход клапана соответствует повороту кривошипа сервопривода на 90°. Если известна фактическая расходная характеристика регулирующего органа, то по требуемой результирующей характеристике можно определить необходимую характеристику сочленения $h=f(\alpha_c)$ (см. рис. 7-1).

Для построения сочленения необходимо предварительно определить его вид, расстояние S и длину рычага. Длина рычага R определяется по формуле

$$R = A\frac{lr}{h}, \quad (7\text{-}1)$$

где r — длина кривошипа сервопривода; l — расстояние между осью вращения рычага клапана и осью соединения его со штоком; h — ход клапана; A — коэффициент. Для характеристики сочленения, близкой к линейной, $A=1{,}4$. Для регулирующих клапанов с криволинейной расходной характеристикой, требующей спрямления, т. е. введения нелинейной характеристики сочленения, $A=1{,}2$.

Если фактическая длина рычага будет уменьшена по сравнению с величиной, подсчитанной из соотношения (7-1), то для полного хода клапана потребуется поворот кривошипа сервопривода на угол, меньший 90°. Следовательно, фактическое время полного хода клапана уменьшится. Поскольку длительность перемещения при одном включении определяется динамическими свойствами сервопривода и

не зависит от конструкции сочленения, то изменение проходного сечения за одно включение сервопривода может возрасти, что приведет к более грубому регулированию. С другой стороны, увеличение длины рычага клапана по сравнению с расчетной также нежелательно, так как при повороте кривошипа на 90° клапан не будет полностью открываться.

При конструировании рычажных клапанов длины их рычагов R должны быть увязаны с длинами кривошипов сервоприводов r. Например, для сервоприводов типа МЭО-25/100 $r=200$ мм и МЭО-63/100

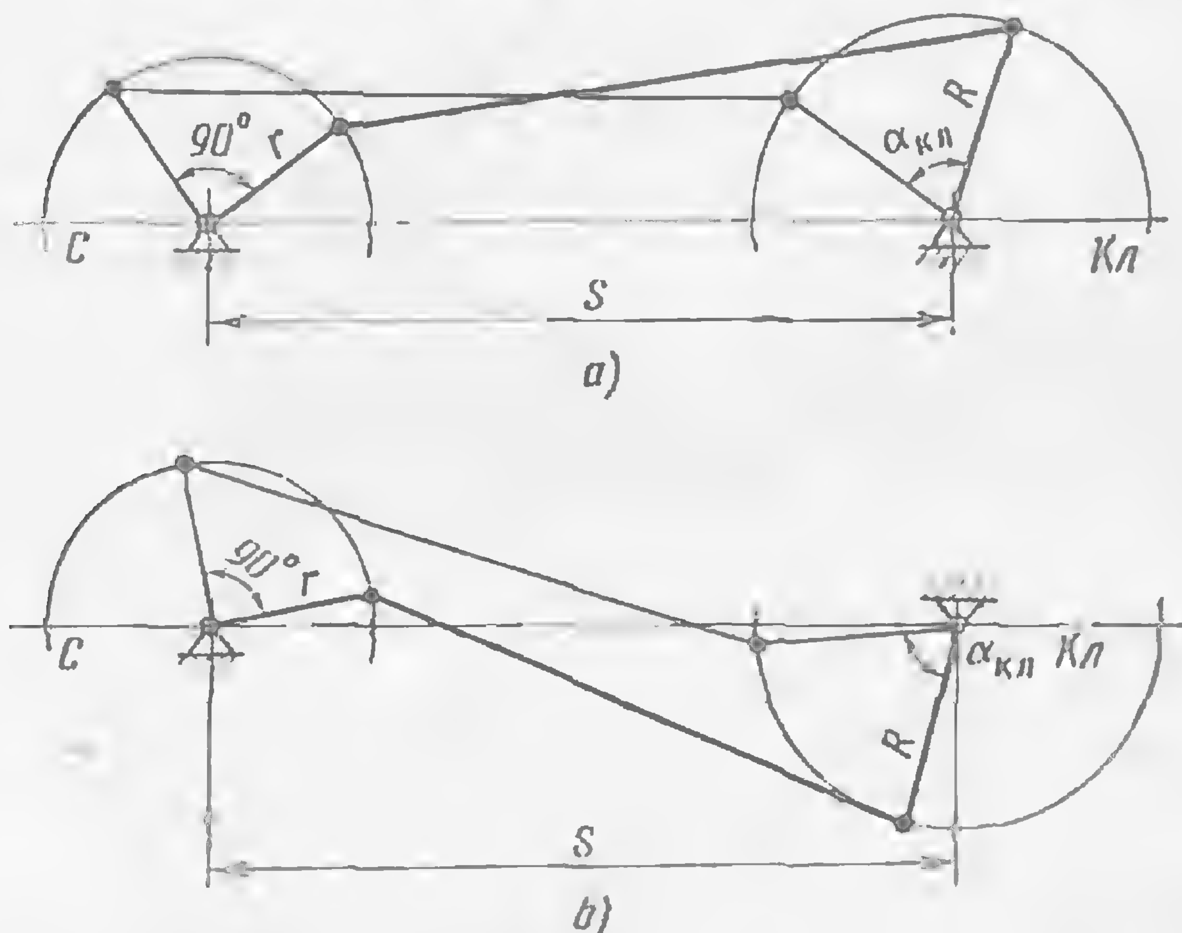


Рис. 7-2. Виды сочленений.

а — сочленение прямого действия; *б* — сочленение обратного действия (*С* — сервопривод; *Кл* — клапан).

$r=250$ мм. Технические характеристики сервоприводов типа МЭО приведены в [Л. 72].

Для получения линейной характеристики сочленения, когда расходная характеристика не нуждается в изменении, кинематическая схема сочленения строится следующим образом. В среднем положении рычаг клапана и кривошип сервопривода устанавливаются параллельно (рис. 7-3,*а*, *б*). При этом рычаг должен быть перпендикулярен штоку, т. е., как правило, располагаться горизонтально. Шток должен быть поднят на расстояние $0{,}5\,h$ от положения «закрыто». Тяга, соединяющая рычаг с кривошипом, должна иметь прямой угол с каждым из указанных элементов сочленения. Длину тяги рекомендуется принимать равной (3—5) r. Сервопривод устанавливают так, чтобы расстояние по горизонтали между осями вращения рычага и кривошипа составляло $L=R-r$ при прямом сочленении (рис. 7-3,*а*) и $L=R+r$ — при обратном (рис. 7-3,*б*). Перемещение клапана, таким образом, оказывается практически пропорциональным перемещению сервопривода.

Если форма расходной характеристики клапана неудовлетворительна, то для ее спрямления путем введения нелинейной связи клапана с сервоприводом последний устанавливается так, чтобы рас-

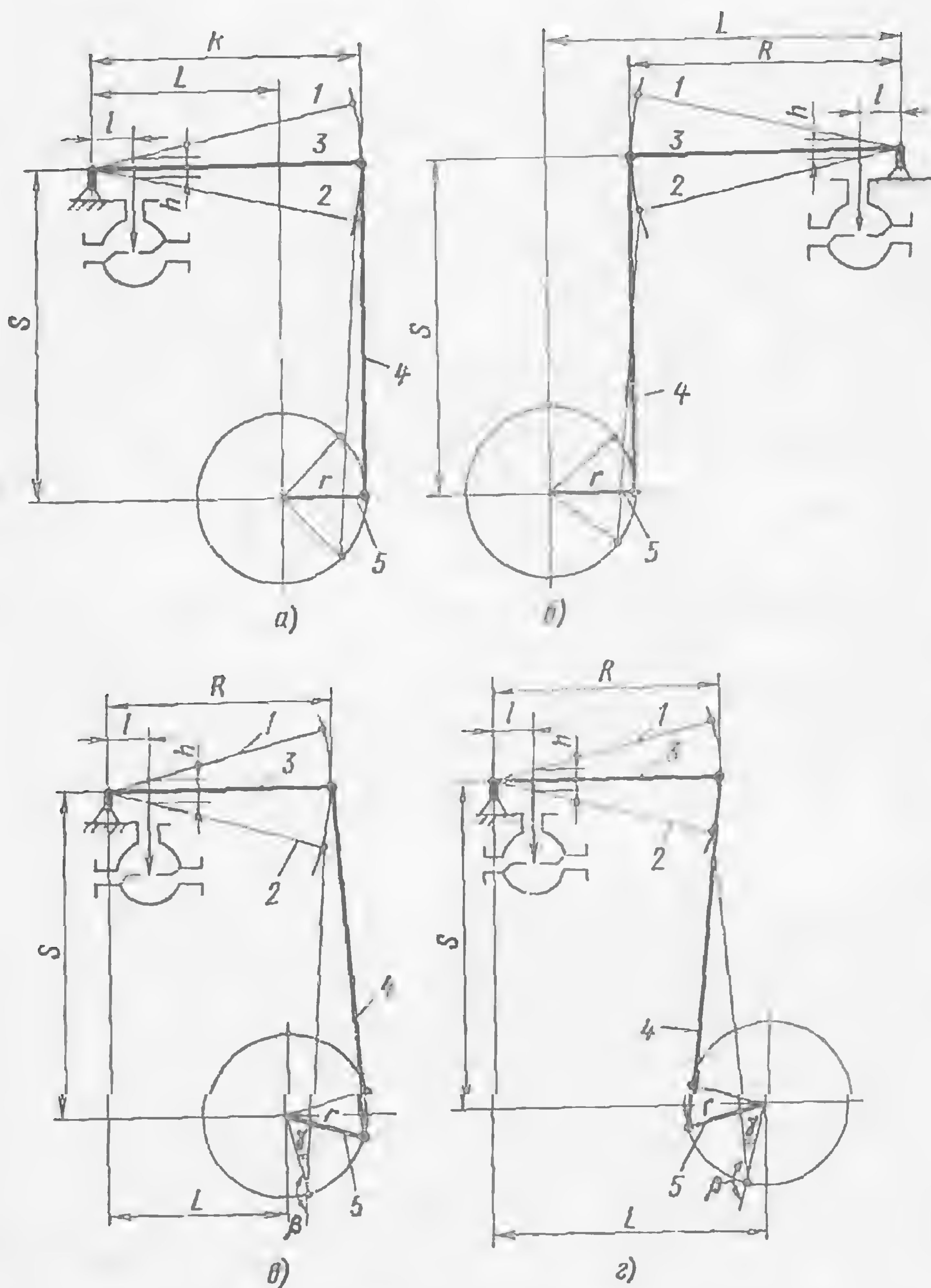


Рис 7-3. Кинематические схемы сочленений сервопривода с клапаном

а, б — линейная характеристика сочленения; *в, г* — криволинейная; *1* — положение «открыто»; *2* — положение «закрыто»; *3* — среднее положение рычага клапана; *4* и *5* — соответственно положение тяги и кривошипа при среднем положении рычага

стояние по горизонтали между осями вращения рычага и кривошипа составляло $L=R-0{,}6\,r$ при прямом сочленении (рис 7-3,*в*) и $L=$ $=R+0{,}6\,r$ при обратном (рис. 7-3,*г*). Расстояние между осями по вертикали S должно быть в пределах $(3-5)\,r$. Рычаг клапана, устанав-

ливаемый в положение «закрыто», должен соединяться с кривошипом посредством тяги так, чтобы угол между ней и кривошипом составлял 160—170°. При таком сочленении ход клапана не будет пропорционален углу поворота кривошипа сервопривода, т. е. между ними будет нелинейная зависимость. Эта нелинейность возрастает с уменьшением начального угла сочленения γ (рис. 7-3,*в*, *г*), и во избежание заклинивания сочленения угол γ рекомендуется брать не менее 9—10° [Л. 34].

Далее для принятой геометрии сочленения следует графическим путем построить зависимость $h=f(\alpha_c)$ и сравнить ее с требуемой характеристикой. В случае их несоответствия геометрические размеры сочленения уточняются с последующим графическим построением новой характеристики.

Если по условиям компоновки возможно размещение сервопривода в непосредственной близости от клапана, можно применить сочленение с кулачковым механизмом. Оно позволяет в широком диапазоне осуществить требуемую нелинейную зависимость между ходом клапана и перемещением сервопривода. Полный угол поворота выходного вала сервомотора желательно иметь при кулачковом сочленении не менее 120—150° (но не более 300°). Для получения необходимой характеристики сочленения с кулачковым механизмом его кулачок подвергается профилированию. Методика его описана в [Л. 51].

Приложение

Техническое задание на проектирование

(наименование арматуры и ее типоразмер)

Параметры среды, технические характеристики арматуры и ее конструктивные особенности	Обозначение	Единица измерения	Исходные данные для проектирования
Рабочая среда			
1. Наименование среды			
2. Номинальные параметры среды:			
температура	t	°C	
давление	p	кгс/см²	
3. Максимальное давление среды, на которое ведется расчет арматуры на прочность	$p_{макс}$	кгс/см²	
Гидравлические показатели клапана и системы			
1. Форма рабочей расходной характеристики			
2. Номинальный расход среды через клапан (нормальные условия)	$G_{ном}$ $Q_{ном}$	т/ч м³/ч	
3. Максимальный расход среды (нормальные условия)	$G_{макс}$ $Q_{макс}$	т/ч м³/ч	
4. Минимальный регулируемый расход среды через клапан (нормальные условия)	$G_{мин}$ $Q_{мин}$	т/ч м³/ч	

Параметры среды, технические характеристики арматуры и ее конструктивные особенности	Обозначение	Единица измерения	Исходные данные для проектирования
5. Допустимая нерегулируемая протечка среды через затвор клапана в закрытом положении	$g_{нр}$	%	
6. Располагаемый напор в системе (с учетом клапана) и его изменение в зависимости от расхода	$\Delta p_{в}$	кгс/см²	
7. Потери напора в системе (без клапана) при максимальном расходе среды	$\Delta p_{тр.макс}$	кгс/см²	
8. Перепад давления на клапане при максимальном расходе среды	$\Delta p_{кл.макс}$	кгс/см²	
Особенности конструкции			
1. Тип корпуса (угловой, проходной и т. д.)			
2. Присоединение к трубопроводу (фланцевое, сварное и т. д.)		—	
3. Максимально допустимые габариты		мм	
Условия эксплуатации			
1. Место установки (в помещении, на открытом воздухе)			
2. Рабочее положение на трубопроводе			
3. Требования к герметичности уплотнений штока и соединения крышки с корпусом			
Сервопривод			
1. Тип сервопривода			
2. Время сервопривода	$T_{с}$	с	
3. Положение регулирующего органа (плунжера, золотника) при потере питания привода			
4. Необходимость местного и дистанционного указателя положения [illegible]			
5. Наличие ручного дублера для управления арматурой			
6. Исполнение (нормальное, тропическое и др.)			
Срок службы			
Особые требования			
1. К материалам деталей и узлов		—	
2. К хранению и транспортировке			
3. К монтажу и демонтажу. Срок службы арматуры		Лет	

Список литературы

1. **Канаев А. А.** *VII Мировая энергетическая конференция.* — «Энергомашиностроение», 1969, № 4, с. 1—3.

2. **Абрамович А. Д.** *Основные тенденции развития мощных энергетических блоков в США.* — «Энергетическое машиностроение», М., изд. НИИинформтяжмаш, 1967, вып. 9.

3. **Цукерман Р. В., Будняцкий Д. М., Линецкий Ш. М.** Паротурбостроение за рубежом. Сер. «Энергетическое машиностроение», М., изд. НИИинформтяжмаш, 1965, вып. 9.

4. **Будняцкий Д. М.** Паротурбостроение за рубежом. Сер. «Энергетическое машиностроение», М., изд. НИИинформтяжмаш, 1969, вып. 16.

5. **Новые** строящиеся блоки США.— «Новости зарубежной техники», Л., изд. ЦКТИ, 1968, вып. 60.

6. **Мощные** котлоагрегаты для ТЭС Франции.— «Новости зарубежной техники», Л., изд. ЦКТИ, 1968, вып. 51.

7. **Зильберштейн С. Л.** *Паротурбостроение США в 1968 г. и основные тенденции развития.*— «Энергомашиностроение», 1969, № 3, с. 44—48.

8. **Мочан С. И.** и др. Некоторые вопросы конструкции и пусковых режимов котлов сверхкритического давления.— «Энергомашиностроение», 1969, № 4, с. 6—9.

9. **Абрамович А. Д.** *Блок мощностью 400 МВт для электростанции Хаден (США).*— «Энергетическое машиностроение». М., изд. НИИинформтяжмаш, 1966, вып. 2, с. 16—21.

10. **Костовецкий Д. Л., Токарский Б. Н.** Трубопроводы для мощных энергоблоков в СССР и за рубежом.— «Энергетическое машиностроение». М., изд. НИИинформтяжмаш, 1968, вып. 4.

11. **Имбрицкий М. И., Никитин А. П.** Справочник по трубопроводам и арматуре для тепловых электрических станций. М., «Энергия», 1965.

12. **Справочник** энергетика промышленных предприятий, т. 3. Теплоэнергетика. М., «Энергия», 1965.

13. **Soldan H. M., Siegel E. J.** The trend toward increased velocities in central station steam and water piping.— «Combustion», 1964, v. 35, № 11, p. 18—24.

14. **Willeville B. J.** The case for higher velocities in feedwater piping.— «Proc. of the Americ. Power Conf.», Chicago, 1969, v. 30, p. 475—480.

15. **Динабург Б. И.** Конструкции энергетической арматуры высокого давления за рубежом. Сер. «Энергетическое машиностроение». М., изд. НИИинформтяжмаш, 1967, вып. 4.

16. **Правила 28-64** измерения расхода жидкостей, газов и паров стандартными диафрагмами и соплами Вентури. М., Изд-во Госкомитета стандартов, мер и измерительных приборов СССР, 1965.

17. **Вукалович М. П.** Термодинамические свойства воды и водяного пара. М., «Машиностроение», 1967.

18. **Варгафтик Н. Б.** Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М., Физматгиз, 1963.

19. **Фабрикант Н. Я.** Аэродинамика. М., «Наука», 1964.

20. **Башта С. М.** Машиностроительная гидравлика. М., «Машиностроение», 1971.

21. **Филатов И. Г.** Современная энергетическая трубопроводная арматура в СССР и за рубежом — «Энергетическое машиностроение», М., изд. НИИинформтяжмаш, 1968, вып. 18.

22. **Альтшуль А. Д.** Гидравлические потери на трение в трубопроводах. М., Госэнергоиздат, 1963.

23. **Альтшуль А. Д.** Местные гидравлические сопротивления при движении вязких жидкостей. М., Гостоптехиздат, 1962.

24. **Альтшуль А. Д., Арзуманов Э. С.** Кавитационные характеристики промышленных регулирующих клапанов — «Энергомашиностроение», 1967, № 7, с. 23—27.

25. **Идельчик И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.—Л., Госэнергоиздат, 1960.

26. **Макаров А. И., Шерман М. Я.** Расчет дроссельных устройств. М., Металлургиздат, 1963.

27. **Гуревич Д. Ф.** Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. Л., «Машиностроение», 1969.

28. **Братута Э. Г.** и др. — Влияние чисел Маха и Рейнольдса на коэффициенты расхода перегретого пара — «Теплоэнергетика», 1967, № 10, с. 88, 89.

29. **Mc Cloy D.** Cavitation and aeration — the effect on valves and systems. — «Hydraulic Pneumatic Power», 1966, v. 12, № 133, p. 32—37.

30. **Пешкин М. А.** Кавитационные характеристики местных сопротивлений трубопроводов. — «Теплоэнергетика», 1960, № 12, с. 59—62.

31. **Жуковский В. С.** Техническая термодинамика. М., Гостехиздат, 1952.

32. **Hufnagel S.** Untersuchung der Vorgänge in einem Dampfunformventil. — «BWK», 1957, Bd 9, № 5, S. 233—238.

33. **Диментова А. А., Рекстин Ф. С., Рябов В. А.** Таблицы газодинамических функций. М., «Машиностроение», 1966.

34. **Добкин В. М., Дулеев Е. М., Фельдман Е. Н.** Автоматическое регулирование тепловых процессов на электростанциях. М.—Л., Госэнергоиздат, 1959.

35. **Дейч М. Е.** Техническая газодинамика. М.—Л., Госэнергоиздат, 1961.

36. **Бугаенко В. Ф., Присняков В. Ф.** Критическое отношение давлений для низкоподъемных клапанов. — «Энергомашиностроение», 1970, № 9, с. 45.

37. **Кондратьева Т. Ф.** Предохранительные клапаны для компрессорных установок. Л., Машгиз, 1963.

38. **Boger Henry W.** Recent trends in sizing control valves. — «Instruments and Control Sistems», 1968, v. 41, № 7, p. 117—121.

39. **Boger Henry W.** Methods for sizing control valves. — «Chemic. Eng.», 1967, v. 74, № 20, p. 247—250.

40. **Smagghe P.** Coefficient de débit critique pour les vannes de réglage — «Hydraulique, pneumatique et asservissements», 1966, № 27, p. 57—62.

41. Kent G. R. Sizing control valves for liquids, gases and two-phase fluids — «Control Eng.», 1966, v. 13, № 5, p. 87—92.

42. Kent G. R. Sizing control valves for liquids, gases and two-phase fluids.— «Control Eng.», 1966, v. 13, № 6, p. 69—73.

43. Baumann H. D. The introduction of a critical flow factor for valve sizing.— «ISA Trans.», 1962, v. 2, № 2.

44. Вайсман М. Д. Термодинамика парожидкостных потоков. Л., «Энергия», 1967.

45. Якадин А. И. Конденсатное хозяйство промышленных предприятий. М., Госэнергоиздат, 1960.

46. Chaufoff M., Richard M. Les vannes de controle á deux voies. Les mélanges biphasiques.— «Petrole Informations», 1965, 5/VI, № 393, p. 113—125.

47. Hanssen A. J. Accurate valve sizing for flashing liquids.— «Control Eng.», 1961, v. 8, № 2, p. 87—90.

48. Brockett G. F., King C. F. Sizing control valves handling flashing liquids.— «Instruments», 1953, v. 26, № 7, p. 1017—1019, 1041—1044.

49. Honeywell process control valves.— «Valve eng.», 1965, Bulletin 807-1.

50. Методика расчета и типоразмеры профилей регулирующих клапанов впрыска для котельных агрегатов. Руководящие указания. Л., изд. ЦКТИ, 1967, вып. 17.

51. Кузьмин П. И. Выбор и расчет дроссельных регулирующих органов. М — Л., Госэнергоиздат, 1960.

52. Ильин А. К., Скачков А. М. Впрыскивающие пароохладители в судовых установках. Л., «Судостроение», 1968.

53. Brockett, Kennedy. Effects of adjacent piping configurations on control valve characteristic and capacity.— «Papers of the ASME», 1955, № A-138.

54. Берд. Регулирующие клапаны.— «Энергетика за рубежом». М., изд. ЦБТИ ОРГРЭС, 1958.

55. Ворчаков М. Т. Расчет профилей плунжера регулирующего клапана — «Теплоэнергетика», 1965, № 3, с. 93, 94.

56. Baumann H. D. Why limit outlet velocities in reducing valves — «Instruments and Control Systems», 1965, v. 38, № 9, p. 135—139.

57. Wood P. E. Problems associated with sizing valves for use in gas flows at large pressure drops — «Instruments practice», 1967, v. 1, № 10, p. 939—942.

58. Klopfenstein B. Tips on selecting control valves for thermal generating stations.— «Power», 1967, v. 111, № 9, p. 80—83.

59. Ратнер А. В., Зеленский В. Г. Эрозия материалов теплоэнергетического оборудования. М., «Энергия», 1966.

60. Ратнер А. В. Арматура для пара сверхкритических параметров. М., «Энергия», 1965.

61. Ратнер А. В., Леонова Л. Г. К вопросу выбора материала для изнашиваемых деталей арматуры высокого и сверхвысокого давлений — «Теплоэнергетика», 1960, № 12, с. 14—18.

62. Supero standard materials. Data № 11. Okano valve mfg Co., Ltd, 1967-3.

63. Explanations of valves for high pressure and temperature service. TOA valve Co., Ltd, Amagasaki, Japan.

64. Электроды для дуговой сварки и плавки. Каталог. Киев, «Наукова думка», 1967.

65. **Раковский В. С., Крюков И. И.** Наплавочные твердые сплавы и их применение. М., Машгиз, 1948.
66. **Klein N.** Schmelzbare Spritz — Hartlegierungen als Verschleiß und Korrosionschutz.— «Schweißen und Scheiden», 1964, № 10.
67. **Фрумин И. И.** и др. Никелевые сплавы для наплавки уплотнительных поверхностей арматуры.— «Автоматическая сварка», 1968, № 9.
68. **Справочник** по поверхностной наплавке сплавов Хайнес. Материалы фирмы Zupp, Düsseldorf.
69. **Даниловцев В. Н.** Исследование гидродинамики проточной части регулирующей и дроссельной арматуры.— «Энергетическое машиностроение». М., изд. НИИинформтяжмаш, 1965, вып. 6, с. 53—56.
70. **Веллер В. Н.** Автоматическое регулирование паровых турбин. М., «Энергия», 1967.
71. **Старостин П. И., Горбенко И. Г.** Трехступенчатые дроссельные устройства для прогрева и дренирования главных паропроводов блока 300 МВт.— «Энергомашиностроение», 1967, № 10, с. 36—38.
72. **Имбрицкий М. И.** Краткий справочник по трубопроводам и арматуре. М., «Энергия», 1969.
73. **Ремонт** арматуры на станциях.— В кн.: Рационализаторские предложения. М., «Энергия», 1967, вып. 204.
74. **Schöne O., Schwenk E.** Rohrleitungen in neuzeitlichen Wärmekraftanlagen. Springer-Verlag, 1961.
75. **Westhoff G.** Wasserstandregelung von Trommelkesseln.— «Energie», 1962, № 5, S. 181—184.
76. **Цюпа Ф. П.** и др. Выбор и расчет пускового впрыска для блоков с прямоточными котлами.— «Энергомашиностроение», 1969, № 7, с. 37—40.
77. **Дворцов В. К.** Клапаны впрыска Венюковского арматурного завода.— В кн.: Арматура, трубопроводы, теплообменники.— «Энергетическое машиностроение», М., изд. НИИинформтяжмаш, 1967, с. 6—9.
78. **Мика Г.** Эксплуатация питательных насосов высокого давления и меры борьбы с авариями.— «Энергетика за рубежом». М., изд. БТИ ОРГРЭС, 1961.
79. **Odendahl W.** Mindestmengen — Steuerung für Hochdrück — Kreiselpumpen.— «Mitt. der VGB», 1963, H. 86, № 10, S. 317—322.
80. **Zikesch C. H.** Die Abführung der Mindestfördermenge bei Hochdrück — Speisewasserpumpen.— «Tech. Mitt.», 1965, Bd 58, № 1.
81. **Хефеле Ц.** Некоторые конструктивные и эксплуатационные вопросы арматуростроения.— «Энергетика за рубежом». М., изд. БТИ ОРГРЭС, 1961.
82. **Kramer O.** Rohrleitungen und Armaturen.— «BWK», 1961, Bd 13, № 4, S. 177—179.
83. **Brunner K.** Automatic leak — off device for boiler feed pumpes.— «Sulzer Techn. Review», 1960, № 3, p. 37—40.
84. **Киницна К.** Специальные типы арматуры для электростанций высокого давления.— «Энергетика за рубежом». М., изд. БТИ ОРГРЭС, 1963.
85. **Beck R.** Mindestmengenregelung von Speisewasserpumpen mit der Wirbeldüse.— «BWK», 1964, Bd 16, № 3, S. 137—139.
86. **Odendahl W.** Spezial — Heißwasserarmaturen zur Entspannung höher Drücke.— «Maschinenmarkt», 1966, № 28, S. 21—24.
87. **Сиов Б. Н.** Истечение жидкости через насадки в среды с противодавлением. М., «Машиностроение», 1968.

88. **Гарбер Д. Х.** Редукционно-охладительные установки Венюковского арматурного завода — «Теплоэнергетика», 1966, № 5, с. 34—38.

89. **Кунтин Е. С., Михаленко В. Л.** Исследование элементов пусковой схемы (БРОУ, РОУ, сепаратора и др.) блока 300 МВт Черепетской ГРЭС.—В кн.: Арматура, трубопроводы, теплообменники. Сер. «Энергетическое машиностроение». М., изд. НИИинформтяжмаш, 1967, вып. 13, с. 26—29.

90. **Elston C. W., Sheppard R.** First commercial supercritical-pressure steam turbine — built for the Philo plant.— «Trans. of the ASME», 1957, v. 79, № 2, p. 417—426.

91. **Pontow W.** Die Dampfumforming in Dampfverteilungsnetzen.— «Braunkohle, Wärme und Energie», 1960, Bd 12, H. 9, S. 438—444.

92. **Pontow W.** Siemens — Dampfumformventile für große Dampfdürchsälze.— «Siemens Ztschr.», 1963, H. 3, № 3, S. 186, 187.

93. **Имбрицкий М. И.** Повышение надежности работы арматуры на электростанциях.—«Электрические станции», 1972, № 8, с. 19—24.

94. **Jankowski W.** Regeleinrichtungen in Hochdruckkraftwerken.— «Techn. Mitt.», 1965, Bd 58, № 1, S. 13—16.

95. **Krost H., Kückelhaus K., Sullica J.** Kombinierte Anfahr — HD — Reduzier und Sicherheitseinrichtungen für Gross — Blockanlagen.— «Mitt. der VGB», 1970, H. 50, № 1, S. 1—10.

96. **Бенчковский.** Расчет сопл для впрыскивающих пароохладителей — «Энергетика за рубежом», М., изд. БТИ ОРГРЭС, 1962.

97. **Бородин В. А.** и др. Распыливание жидкости. М., «Машиностроение», 1967.

98. **Лещинский А. М., Сурис П. Д.** Испытание центробежных форсунок впрыскивающего пароохладителя — «Энергетическое машиностроение». М., изд. НИИинформтяжмаш, 1965, вып. 9.

99. **Altena W.** Gleichzeitige Druckreduzierung und Kühlung von Dampf.— «Energie», 1967, 7/8, S. 228, 229.

100. **Bublitz D.** Das Problem der Schallminderung bei Kraftwerkanlagen.— «Mitt der VGB», 1969, H. 49, № 2, S. 73—79.

101. **Heilig E.** Strallärm und seine Verminderung in industriellen Anlagen — «Mitt. der VGB», 1967, H. 110, № 10, S. 352—358.

102. **Koppe E., Müller E. A.** Modellversuche zur Klärung von Geräusch und Vibrationsfragen an Reduzierventilen.— «Mitt. der VGB», 1956, H. 41, № 4, S. 65.

103. **Профос П.** Регулирование паросиловых установок. М., «Энергия», 1967.

104. **Merten W.** Einige Festigkeitsprobleme im Armaturenbau.— «Techn. Information Armaturen», 1969, H. 4, № 1, S. 8—16.

105. **Ватанабэ Такеси.** Набивка уплотнений.— «Кикай Сэккей», т. 9, № 11, с. 9—15.

106. **Печко М. А., Хмельникер В. Л.** Исследование сальниковых уплотнений корпуса с крышкой бесфланцевой арматуры высоких и сверхвысоких параметров — В кн.: Арматура, трубопроводы, теплообменники. Сер. «Энергетическое машиностроение». М., Изд. НИИинформтяжмаш, 1967, вып. 13, с. 12—14.

107. «Power», 1966, June, p. 152.

108. «Power», 1966, April, p. 101.

109. **Меркель Е.** Набивки и прокладки для арматуры.—«Энергетика за рубежом». М., изд. БТИ ОРГРЭС, 1963.

110. **Томсон.** Сальниковые уплотнения для высоких давлений.— В кн. Арматура для электростанций высокого и сверхвысокого давления. Энергетика за рубежом. М.—Л., Госэнергоиздат, 1960, с. 134—164.

111. **Корецкий А. С.** Выбор рациональных сочленений сервомоторов с регулирующими органами.— «Электрические станции», 1962, № 9, с. 35—40.

112. **Кронгауз В. С., Ланюк Ю. Е.** Рекомендации по выполнению сочленений регулирующих органов с исполнительными механизмами. М., изд. БТИ ОРГРЭС, 1967.

113. **Слуцкин Л. А.** Топливные регулирующие органы. Л., «Недра», 1970.

Оглавление

Предисловие 3
Основные условные обозначения 5

Глава первая. *Основные сведения* 8

1-1. Тенденции в развитии теплоэнергетики 8
1-2. Станционные трубопроводы и скорости рабочей среды 10
1-3. Назначение дроссельно-регулирующей арматуры . 16
1-4. Условный диаметр прохода. Давление условное, рабочее, пробное 18

Глава вторая. *Основы гидравлического расчета арматуры и трубопроводов* 31

2-1. Основные физические свойства рабочей среды . 31
2-2. Виды гидравлических потерь. Режимы течения. Критерий Рейнольдса 37
2-3. Гидравлические коэффициенты сопротивлений . . 38
2-4. Коэффициенты расхода и пропускной способности. Основные уравнения расхода 44
2-5. Понятие о кавитации. Число кавитации 49
2-6. Зависимость скорости потока от профиля канала . 53
2-7. *Составляющие уравнения расхода газообразной* среды. Предельный расход. Критическое отношение давлений 60

Глава третья. *Расчет и выбор дроссельно-регулирующих органов* 65

3-1. Пропускная способность клапанов при работе на однофазных средах 65
3-2. Пропускная способность клапанов при изменении агрегатного состояния среды 80
3-3. Расходные и конструктивные характеристики регулирующих органов 85
3-4. Расчет и выбор регулирующих органов 101

Глава четвертая. *Материалы деталей арматуры* . . 127

4-1. Условия работы арматуры и виды разрушения ее деталей 127
4-2. Основы выбора материалов деталей арматуры . 129
4-3. Материалы основных деталей арматуры 133
4-4. Материалы уплотнительных поверхностей затворов 147

Глава пятая. *Конструкции дроссельно-регулирующей арматуры* 161

5-1. Основные конструктивные признаки арматуры . . 161
5-2. Регулирующие питательные клапаны 170

5-3. Клапаны впрыска и минимального расхода . . . 18[illegible]
5-4. Конструкции дроссельных устройств 202
5-5. Паровые клапаны пуско-сбросных устройств РОУ и БРОУ. Предохранительно-перепускные клапаны ПБРОУ 205
5-6. Пароохладители 215
5-7. Шум и вибрация в дроссельно-регулирующей арматуре 227

Глава шестая. *Детали и узлы арматуры* 232

6-1. Корпус. Соединение корпуса с крышкой и его элементы 232
6-2. Узел затвора. Шток (шпиндель) 236
6-3. Сальниковые набивки 239

Глава седьмая. *Сервопривод к арматуре* 245

7-1. Типы сервоприводов. Условия их выбора . . . 245
7-2. Электропривод 247
7-3. Сочленения арматуры с сервоприводами . . . 250
Приложение 255
Список литературы 257